Conseil national de recherches Canada
National Research Council Canada

Division de l'énergie
Division of Energy

Programme des pompes de chaleur
Heat Pump Program

(Available in English)

Revue du Programme des pompes à chaleur

Ontario Research Foundation

Juin 1986

Canada

CNRC n° 26195

88-04458/

Le présent rapport constitue un résumé des travaux effectués à contrat par la Division de l'énergie, Conseil national de recherches du Canada. Sa publication est conforme à la politique du Conseil national de recherches du Canada qui est de diffuser l'information disponibles sur la recherche et le développement énergétiques auprès de tous les groupes intéressés. Son contenu n'exprime pas nécessairement les opinions ou politiques du Conseil national de recherches du Canada et la mention de marques ou produits commerciaux ne doit pas être considérée comme une approbation ou une recommandation d'utilization. De plus, aucune garantie ne représentation ne peut être faite quant à l'exactitude ou à l'intégralité du contenu du rapport.

Ce projet a reçu l'appui du Comité (fédéral interministériel) de la recherche et du développement énergétiques (CRDE).

Copyright 1987 par
Conseil national de recherches du Canada

De courtes citations et la reproduction de figures et tableaux du présent rapport sont autorisées sous réserve que la source en soit clairement mentionée.

Des exemplaires du rapport et d'autres publications de la Division de l'énergie peuvent être obtenus par courrier sur le paiement d'avance des droits requis (réglement par mandat de banque, mandat-exprés, mandat-poste ou chéque payables au Receveur général du Canada, crédit du CNRC) à l'adresse suivante:

Bureau de vente et diffusion des publications
Conseil national de recherches du Canada
Ottawa (Ontario)
K1A 0R6

Prix unitaire: Gratuit

This report summarizes work carried out under contract to the Division of Energy, National Research Council of Canada. It has been published in accordance with the policy of the National Research Council of Canada of making information on energy research and development available to all interested groups. Publication by the National Research Council of Canada does not signify that the contents necessarily reflect the views or policies of the National Research Council of Canada, nor does mention of trade names or commercial products constitute endorsement or recommendation for use. Furthermore, no warranty or representation is made with respect to the accuracy or completeness of the information contained in this report.

This project was supported by the Federal Panel on Energy R&D (PERD).

Copyright 1987 by
National Research Council of Canada

Permission is granted to quote short excerpts and to reproduce figures and tables from this report, provided that the source of such material is fully acknowledged.

Copies of this and other publications of the Division of Energy may be obtained by mailing the appropriate remittance (a Bank, Express, or Post Office Money Order, or a cheque made payable to the Receiver General for Canada, credit NRC) to

Publication Sales and Distribution Office
National Research Council of Canada
Ottawa, Ontario
K1A 0R6

Price: Free

Available in English, NRCC No. 26194

REVUE DU PROGRAMME DES POMPES À CHALEUR

Programme de la Division de l'énergie du
Conseil national de recherches du Canada

Rapport final

Préparé pour :

Division de l'énergie
Conseil national de recherches du Canada

Préparé par :

Energy Systems Centre
Engineering Sciences Division
Ontario Research Foundation

Juin 1986

MAS, dossier n° 55SZ.31025-5-5010

TABLE DES MATIÈRES

		Page
RÉSUMÉ		v
1.	PROGRAMME DES POMPES À CHALEUR	1
2.	RÉSUMÉS DES PROJETS INDUSTRIELS : Études des applications	16
	THERMOPOMPES CHIMIQUES DANS L'INDUSTRIE CANADIENNE	16
	INDUSTRIES DE DISTILLATION	20
	PROCÉDÉ DE DISTILLATION - EXTRACTION DE L'EAU DU BUTANOL	23
	RAFFINERIE - DISTILLATION DU TOLUÈNE	27
	INDUSTRIE DES PÂTES ET PAPIERS - PRODUCTION DE VAPEUR	31
	ÉTUDE D'UNE THERMOPOMPE À GÉNÉRATION DE VAPEUR	34
	CRITIQUE D'UN MODÈLE DE THERMOPOMPE À GÉNÉRATION DE VAPEUR	37
	USINE DE PÂTES ET PAPIERS - GÉNÉRATION DE VAPEUR	40
	INDUSTRIE LAITIÈRE - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES	42
	INDUSTRIE LAITIÈRE - CHAUFFAGE DE L'EAU INDUSTRIELLE	45
	SÈCHAGE DU PAPIER	48
	SÈCHAGE DU GRAIN	51
	SÈCHAGE DU BOIS	55
	SÈCHAGE DES TOILES	57
	COMMERCIALISATION DU HOMARD	60
	TRAITEMENT DE LA PHOTO - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE	63
	RESTAURATION - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE	66
2.	RÉSUMÉS DE PROJETS INDUSTRIELS : Projets de démonstration	71
	INDUSTRIE DES HUILES COMESTIBLES - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES	71
	INDUSTRIE DE LA FUSION - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES	75
	USINE À PAPIER - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES	78
	COMMERCIALISATION DU HOMARD	82
	RESTAURATION - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE	86
	BUANDERIE COMMERCIALE - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE	89
2.	RÉSUMÉS DES PROJETS INDUSTRIELS : Études de recherche	94
	MODÈLISATION D'UN SYSTÈME INDUSTRIEL À THERMOPOMPE À COMPRESSION DE FRIGORIGÈNE	94
3.	RÉSUMÉS DES PROJETS RÉSIDENTIELS : Études des applications	96
	CHAUFFAGE DES LOCAUX AU MOYEN DE LA THERMOPOMPE	96
	COÛT D'ACQUISITION ET D'UTILISATION D'UNE THERMOPOMPE	100

TABLE DES MATIÈRES (suite et fin)

Page

RENDEMENT THERMIQUE ET RENTABILITÉ DE DIX SYSTÈMES DESCHAUFFAGE DES LOCAUX 103
RENDEMENT ET CHOIX D'UNE THERMOPOMPE D'ADJONCTION 107
CALCUL DE LA CONSOMMATION D'ÉNERGIE D'UNE THERMOPOMPE 110
APPLICATION DES THERMOPOMPES DANS LES MAISONS CHAUFFÉES À L'EAU CHAUDE 113
THERMOPOMPES UTILISANT L'EAU COMME SOURCE DE CHALEUR 117
THERMOPOMPES À EAU DE PUITS 120
CHAUFFAGE URBAIN AU MOYEN DE L'EAU DE PUITS 126
CHAUFFAGE URBAIN AU MOYEN DE LA CHALEUR RÉSIDUELLE D'UNE CENTRALE 130
CHAUFFAGE URBAIN AU MOYEN DE LA CHALEUR RÉSIDUELLE INDUSTRIELLE 134

3. RÉSUMÉS DES PROJETS RÉSIDENTIELS : Projets de démonstration . . 138
RENDEMENT D'UNE THERMOPOMPE UTILISANT L'AIR COMME SOURCE DE CHALEUR 138
THERMOPOMPE À RÉCUPÉRATION DE LA CHALEUR DE L'AIR ÉVACUÉ 141
SYSTÈME HYBRIDE À THERMOPOMPE/CHAUDIÈRE À COMBUSTIBLE FOSSIBLE . 145
THERMOPOMPE DE CHAUFFAGE DES LOCAUX ET PRÉCHAUFFAGE DE L'EAU DOMESTIQUE 148
THERMOPOMPE À EAU DE PUITS : CAPACITÉ DE L'AQUIFÈRE ET RENDEMENT DU SYSTÈME 152
CONTRÔLE SUR PLACE DU RENDEMENT DE THERMOPOMPES UTILISANT L'EAU DE PUITS ET LE SOL COMME SOURCE DE CHALEUR 156
FIABILITÉ DES THERMOPOMPES D'ADJONCTION 160

3. RÉSUMÉS DE PROJETS RÉSIDENTIELS : Mise au point de produits . . 166
THERMOPOMPE (R22) À RÉGULATION DE PRESSION 166
THERMOPOMPE (R502) À RÉGULATION DE PRESSION 168
THERMOPOMPE UTILISANT L'EAU COMME SOURCE DE CHALEUR 170
THERMOPOMPE DE TYPE TERMINAL PRÉASSEMBLÉ 173
CONCEPTION ASSISTÉE PAR ORDINATEUR D'UNE THERMOPOMPE À COMPRESSION DE VAPEUR 177
INSTALLATION À CALORIMÈTRE PSYCHROMÉTRIQUE 181

4. INDEX DES PROJETS 184
RÉSUMÉS DES PROJETS INDUSTRIELS 184
RÉSUMÉS DES PROJETS RÉSIDENTIELS 188

RÉSUMÉ

Le présent document donne un aperçu du Programme des pompes à chaleur, mené sous l'égide de la Division de l'énergie du Conseil national de recherches du Canada. Un bref chapitre donne les faits saillants du programme de recherche sur les thermopompes du CNRC au cours des dix dernières années. Il donne également une vue d'ensemble des applications commerciales et techniques des thermopompes au Canada. Viennent ensuite une vingtaine de résumés d'études de projets industriels, tant analytiques qu'expérimentales. Enfin, un groupe semblable de résumés d'études, tant analytiques qu'expérimentales, concernant l'application des thermopompes dans le secteur résidentiel, est présenté.

1. PROGRAMME DES POMPES À CHALEUR

PROGRAMME DES POMPES À CHALEUR

La hausse des prix mondiaux du pétrole qui a commencé en 1973 est à l'origine de mesures prises à l'échelle mondiale en vue de trouver des sources d'énergie de rechange. L'application des techniques d'économies d'énergie devait devenir un élément clé permettant de mieux faire face à la situation en matière d'approvisionnement. La technologie des thermopompes, notamment, pouvait être appliquée en vue de réaliser des économies d'énergie, ce qui a entraîné la mise sur pied, par le Conseil national de recherches du Canada, d'un programme de recherche et développement sur ces appareils.

Début des activités

La Division des recherches en bâtiment (DRB) a commencé en 1976 une revue des connaissances de pointe relatives aux thermopompes à usage domestique et à leurs applications. À cette époque, les entreprises publiques de production d'électricité (Ontario Hydro et Hydro-Québec) et l'Association canadienne de l'électricité étudiaient les applications des thermopompes résidentielles. L'Association canadienne de normalisation préparait une norme sur le rendement des thermopompes et un guide d'installation des thermopompes réversibles électriques utilisant l'air comme source de chaleur. Le programme de recherche de la DRB devait servir de complément à ces efforts par le biais de travaux portant sur des sujets qui n'avaient pas encore été étudiés.

L'objectif du programme de la DRB était l'évaluation de la faisabilité technique et économique de l'utilisation des thermopompes pour répondre partiellement ou entièrement aux besoins en matière de chauffage (notamment le chauffage des locaux, le chauffage de l'eau domestique et la récupération de la chaleur d'aération) dans les édifices résidentiels.

Les activités de recherche de la DRB étaient divisées en deux secteurs :

- Technologie des thermopompes actuelles (thermopompes électriques utilisant l'air comme source de chaleur);
- Perfectionnements à moyen et à long termes.

Les activités de recherche sur la technologie des thermopompes actuelles visaient à déterminer :

- si les thermopompes résidentielles offertes sur le marché constituaient une solution de rechange viable du point de vue économique aux systèmes

de chauffage classiques et non classiques de même qu'aux techniques d'économies d'énergie;

- dans quelle mesure les thermopompes résidentielles offertes sur le marché répondaient aux besoins de chauffage saisonnier des maisons, aux plans des économies d'énergie et de la fiabilité;

- le type de données techniques et de méthodes analytiques requises pour permettre une prévision simple du rendement thermique saisonnier d'une thermopompe dans une application résidentielle;

- les avantages, du point de vue de la performance thermique par temps froid, des caractéristiques particulières des thermopompes offertes sur le marché.

Les activités de recherche sur les perfectionnements à moyen et à long termes visaient à déterminer :

- la faisabilité de l'utilisation de sources de chaleur autres que l'air extérieur pour les thermopompes résidentielles;

- la faisabilité technique et économique de l'utilisation des thermopompes pour d'autres applications dans une maison (p. ex. chauffage de l'eau, récupération de la chaleur d'aération, déshumidification ou une combinaison d'applications);

- la faisabilité de l'intégration des thermopompes à d'autres concepts de chauffage résidentiel, par exemple le chauffage urbain;

- le rendement de prototypes de systèmes basés sur les concepts perfectionnés susmentionnés.

Expansion du programme

Suite à la deuxième flambée mondiale des prix du pétrole en 1979, le besoin d'examiner les possibilités d'application des thermopompes dans l'industrie est devenu un élément important des activités du Conseil national de recherches du Canada. La Direction du service des programmes du Conseil national de recherches du Canada (devenue par la suite la Division de l'énergie) a mis sur pied des projets en vue de recueillir et analyser des données relatives aux installations comprenant des thermopompes industrielles au Canada. La Division de génie mécanique a mis sur pied un programme de conception et de mise au point de composantes et de systèmes de thermopompes.

Division de l'énergie

En 1981, la coordination globale des activités de recherche par les thermopompes de la Division des recherches en bâtiment et de la Division de génie mécanique, de même que de la nouvelle expansion au secteur industriel ont été confiées à la Division de l'énergie.

La première tâche de la Division de l'énergie était de trouver et de mettre en application le plus rapidement possible des projets permettant de démontrer les possibilités d'économies d'énergie réalisables par l'utilisation de thermopompes. Afin de mesurer le degré d'intérêt et le niveau de connaissances en matière de conception et d'application des thermopompes, on a invité le secteur privé à présenter des propositions dans un certain nombre de domaines d'applications résidentielles, industrielles et commerciales. L'examen des propositions qui ont été présentées a conduit à la mise sur pied d'un programme comprenant trois éléments: applications industrielles, applications résidentielles et mise au point de systèmes et de composantes (voir figure 1).

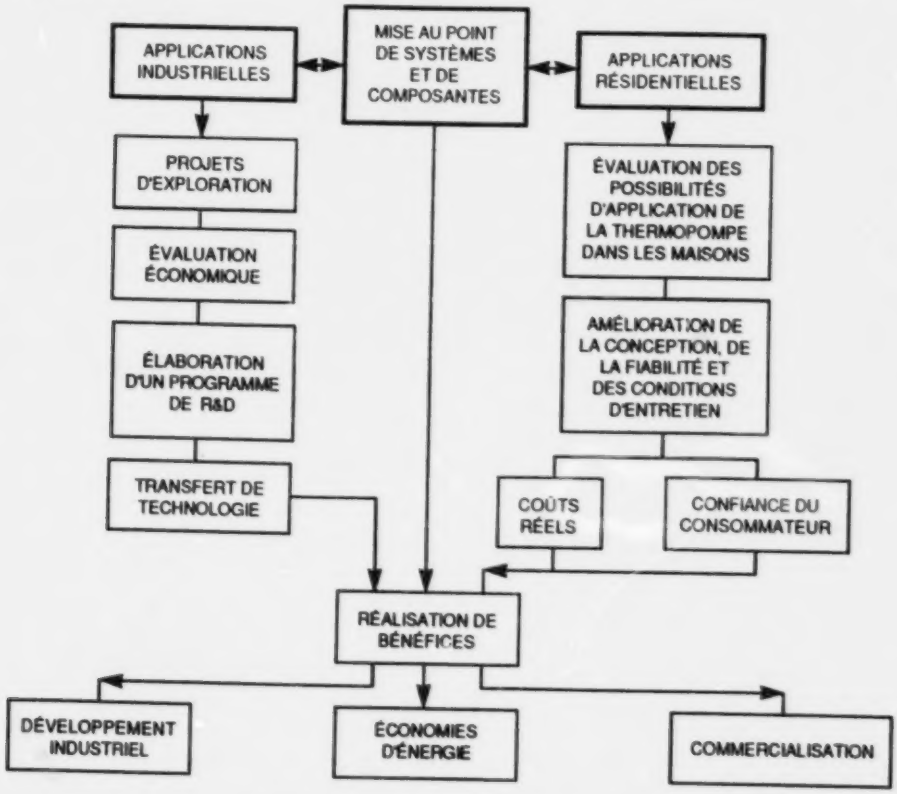

Figure 1. Organisation du programme.

Arrêt du programme

Bien qu'aucun calendrier ferme n'ait été établi pour le programme, on a considéré qu'en moins de cinq ans des données pourraient être obtenues et évaluées pour un certain nombre d'applications industrielles variées et que les applications résidentielles seraient bien comprises et commercialisées avec de nouveaux perfectionnements d'une grande efficacité. L'arrêt du programme en novembre 1984 a fortement compromis la réalisation de cet objectif. Des mesures ont par la suite été prises en vue de maintenir les activités de recherche et de terminer dans un délai moins serré certains des projets présentant un intérêt technologique et économique pour le futur.

Agence internationale de l'énergie (AIE)

L'AIE est un organisme créé par l'Organisation de coopération et de développement économiques en vue de stimuler la recherche sur les économies d'énergie. La thermopompe a été identifiée comme un élément d'utilisation finale important offrant des possibilités appréciables d'économies d'énergie. L'AIE a créé un comité exécutif chargé de coordonner la recherche internationale dans ce domaine en vertu d'un accord intitulé "A Program of Research and Development on Advanced Heat Pump Systems" (Programme de recherche et développement sur les systèmes à thermopompes perfectionnés). Le Canada a signé l'accord de mise en oeuvre qui donne au comité son fondement légal pour la réalisation d'activités de coopération. Pendant quelques années, le Canada a maintenu une participation limitée, particulièrement dans le domaine des applications résidentielles, jusqu'à la formation de la Division de l'énergie en 1981. La Division de l'énergie s'est chargée de la participation du délégué canadien depuis décembre 1981, et elle a travaillé à accroître la participation canadienne et à identifier la meilleure interface avec le programme.

Annexes

Le comité exécutif gère les questions scientifiques et techniques par le biais d'un certain nombre d'"annexes". Le Canada a déjà participé à un certain nombre d'annexes et il est, au moment de la rédaction du présent document, l'agent d'exécution de l'Annexe VIII, "Advanced In-Ground Heat Source and Storage Technology" (Technologie perfectionnée du puisage et du stockage de la chaleur dans le sol). Récemment, le Canada est devenu membre de l'Annexe IV, "Heat Pump Centre" (Centre de la thermopompe), ce qui lui permet de maintenir des liens directs avec la communauté internationale de la recherche et développement. À cet égard, une activité importante est la formation d'une équipe nationale canadienne sous la direction du Comité national de coordination des pompes à chaleur. L'équipe nationale

est chargée de l'ensemble des questions techniques et des questions de communications concernant l'interface du Canada avec le Centre de la thermopompe, et tout citoyen canadien qualifié est invité à participer à des activités particulières, p. ex. cueillette de données et transmission de celles-ci au Centre de la thermopompe, ateliers de spécialistes, annexes et conférences.

Étant donné que le gouvernement fédéral a décidé de participer financièrement, l'industrie canadienne a maintenant accès aux services du Centre de la thermopompe (CTP), soit :

- en communiquant directement avec les bureaux de Karlsruhe (Allemagne de l'Ouest) ou de Graz (Autriche);
- par l'intermédiaire de l'équipe nationale canadienne;
- par l'intermédiaire d'organismes de recherche provinciaux ou fédéraux;
- ou par l'intermédiaire de l'Institut canadien de l'information scientifique et technique.

Les services qu'offre l'AIE par le biais des bureaux du Centre de la thermopompe sont les suivants :

- bulletin du CTP;
- base de données sur les thermopompes;
- ateliers de spécialistes;
- représentation à des conférences et à des expositions;
- analyse technique (Graz);
- analyse financière et commerciale (Karlsruhe);
- conférences internationales préiodiques.

À l'avenir, les informations relatives aux activités des annexes seront diffusées dans le bulletin du CTP et dans un bulletion interne publié par Énergie, Mines et Ressources Canada. Les intéressés sont invités à participer à ces activités ou à en discuter, soit par des commentaires ou des critiques, ou encore par une contribution matérielle. Voici plusieurs exemples de formes de participation possibles aux annexes en cours en 1986 :

- mise au point d'évaporateurs de thermopompes;
- thermopompes industrielles à température élevée;
- thermopompes à moteur Stirling;
- état et propriétés de transport des mélanges non azéotropes et des fluides de travail à haute température.

Historique/Avenir commercial

En général, on ne dispose pas de données publiées ayant trait aux livraisons de thermopompes dans le secteur industriel au Canada. Cependant, grâce à l'aide précieuse d'un certain nombre de sources de l'industrie, il a été possible d'estimer le degré de pénétration du marché canadien par les thermopompes entre 1975 et 1985.

D'après une source de l'industrie, 250 thermopompes biblocs utilisant l'air comme source de chaleur ont été vendues au Canada en 1975 (une thermopompe bibloc comprend deux blocs de composantes ou plus). En 1978, les ventes atteignaient environ 4000 unités. La figure 2 montre les données relatives aux livraisons de thermopompes biblocs et monoblocs (préassemblées) depuis 1979, fournies par les sources de l'industrie.

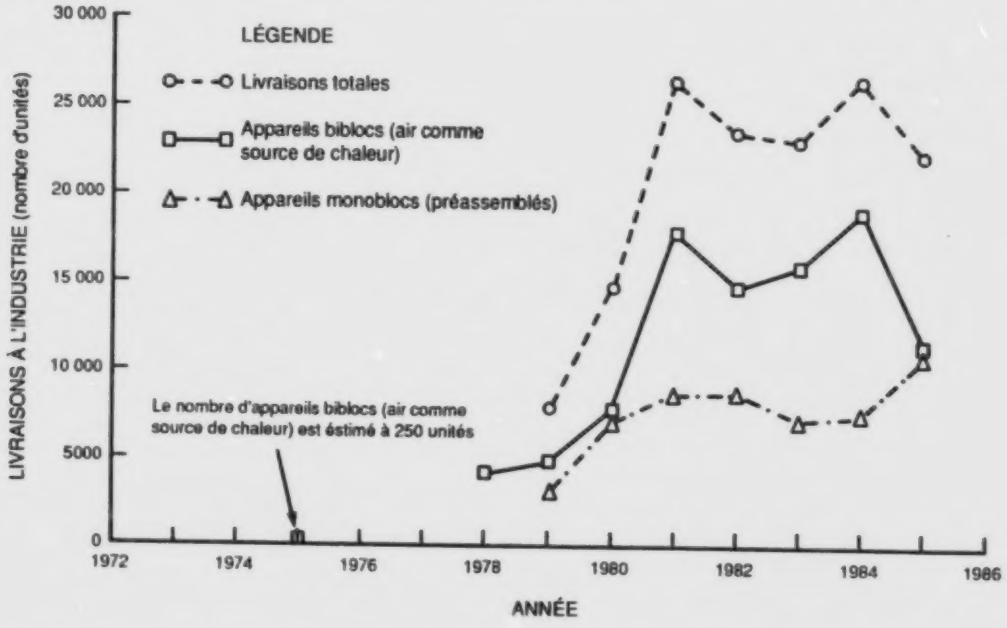

Figure 2. Livraisons de thermopompes (toutes les classes de produits) au Canada.

La grande majorité des systèmes biblocs livrés qui sont enregistrés ont été installés dans des maisons unifamiliales au Canada. D'après la Figure 2, les ventes cumulatives de thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur totalisent environ 100 000 unités. Diverses sources estiment que 60 000 de ces unités ont été installées en Ontario. D'après Statistique Canada (64-202), ces données représentent une pénétration de 3,5 % du marché des maisons unifamiliales munies de systèmes de distribution d'air dans la province de l'Ontario, et de 14,0 % du marché des maisons unifamiliales munies d'appareils de climatisation.

Un effet évident du Programme canadien de remplacement du pétrole sur les livraisons de thermopompes biblocs est l'accroissement important des ventes en 1980 et 1981, avec une légère baisse pendant la période de récession et un rétablissement en 1984. Le programme a été mis sur pied à la fin de 1980 et il a pris fin en mars 1985. Il montre comment une petite subvention combinée à une publicité de "pression" du contractant/vendeur permet de diffuser la technologie d'un produit. Les ventes pourraient bien revenir à leur niveau de 1980 et ne progresser que de façon modeste à court terme si ce n'était de la publicité de "pression" du contractant/vendeur faite pendant l'application du PCRP.

Il n'y a eu pratiquement aucun accroissement des ventes de thermopompes monoblocs (préassemblées) de 1980 à 1984. Cette classe de produits comprend les thermopompes de toiture, les thermopompes de type terminal préassemblé et les thermopompes eau-air. Ces produits sont en grande partie des unités commerciales, et on en trouve un petit nombre dans des installations où on utilise de l'eau de puits ou le sol comme source de chaleur.

D'après les sources de l'industrie, 1400 thermopompes monoblocs ou de toiture utilisant l'air comme source de chaleur ont été expédiées au Canada en 1985, alors qu'il y en a eu 800 en 1980. Les thermopompes à circuit fermé puisant l'énergie dans le sol (eau-air) représentaient environ 800 unités en 1985, et moins de 50 unités en 1980. Le reste des unités de cette catégorie comprend les terminaux préassemblés (utilisés dans les hôtels et les motels) et les thermopompes eau-air (utilisées dans les édifices à bureaux, les immeubles en copropriété et les appartements luxueux). On a estimé que les livraisons à l'industrie en 1985 s'élevaient à 8600 unités. L'apparition récente d'un fabricant canadien de terminaux préassemblés est à souligner car ses livraisons annuelles ont plus que doublé au cours de la deuxième année de production. Le Conseil national de recherches a apporté un soutien à la mise au point initiale de ce produit. Il y a des possibilités de croissance à court terme dans la catégorie des thermopompes monoblocs, en partie en raison des meilleures conditions économiques et de la croissance continue des applications des thermopompes à circuit fermé puisant l'énergie dans le sol.

D'après une source, les ventes de thermopompes industrielles au Canada s'élevaient à 15 unités en 1985. On prévoyait une croissance faible, ou même nulle, dans un avenir immédiat. Il est peu probable que les thermopompes industrielles pénètrent davantage le marché à moins que des mesures soient prises pour stimuler les activités de mise au point et de démonstration.

Aperçu de la technologie

La technologie et les applications des thermopompes sont à divers stades d'avancement. Les prochaines sections décrivent brièvement l'état actuel de la technologie. Les conclusions sont basées sur le matériel présenté aux chapitres 2 et 3 de même que sur les renseignements donnés par d'autres organismes canadiens et des personnes bien renseignées sur la technologie des thermopompes.

Technologie résidentielle

Dans le secteur résidentiel, la technologie des thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur a mûri : le rendement, et encore plus la fiabilité, se sont accrus de façon radicale au cours des dix dernières années. On met présentement au point au Canada et aux États-Unis des modèles adaptés au climat des régions septentrionales qui permettent un meilleur réglage des conditions du frigorigène et sont plus efficaces. Les modèles actuels, combinés à un système de chauffage électrique dans une nouvelle construction, offrent des coûts d'immobilisation et d'exploitation concurrentiels avec ceux d'une chaudière à gaz à condensation combinée avec un système de climatisation électrique. L'addition aux fournaises à l'huile existantes de thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur est souvent rentabilisée après une période assez courte, et permet de climatiser sans payer le plein prix d'un système de climatisation central.

Les thermopompes utilisant le sol ou l'eau de puits comme source de chaleur ont des coefficients de performance beaucoup plus élevés que les thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur. Cependant, à quelques exceptions près, elles coûtent encore trop cher pour être avantageuses dans le secteur résidentiel, même lorsqu'on veut assurer la climatisation. La conception des échangeurs de chaleur des thermopompes utilisant le sol comme source de chaleur, les matériaux et les techniques d'installation ont été perfectionnés considérablement au cours des cinq dernières années.

On offre maintenant sur le marché canadien des systèmes à thermopompes permettant de récupérer la chaleur d'aération des maisons. Ces systèmes peuvent avoir des applications intéressantes dans les habitations où l'aération mécanique est obligatoire, par exemple dans les maisons

construites selon les spécifications de la maison R-2000. La chaleur captée par l'évaporateur à partir du courant d'air extrait est rejetée par le condenseur dans le courant d'air frais. Dans certaines conditions, la pression de l'évaporateur se rapproche de celle du condenseur (valeurs faibles des paramètres environnementaux extérieurs) et le rendement diminue. L'addition d'un échangeur de chaleur ou d'un caloduc pour préchauffer l'air entrant et pré-refroidir l'air évacué permet de surmonter facilement ce problème de fonctionnement.

On n'a pas encore démontré que le chauffage de l'eau domestique à l'aide d'une thermopompe, soit au moyen d'un chauffe-eau à accumulation préassemblé ou d'un désurchauffeur installé sur une unité centrale à thermopompe, est une option viable au Canada. Avec la première option, la chaleur est extraite du milieu ambiant (généralement le sous-sol de la maison), ce qui impose une charge additionnelle au système de chauffage. La deuxième option est relativement peu intéressante en raison du nombre d'heures de fonctionnement limité tant en mode de climatisation qu'au-dessus du point d'équilibre dans la plupart des régions au Canada.

Le rendement et la fiabilité de la thermopompe résidentielle, sous toutes ses formes, ne sont plus une barrière à la pénétration du marché à grande échelle. Les ventes d'appareils de climatisation centrale au Canada ont doublé de 1983 à 1984 et sont restées constantes en 1985, tandis que les ventes de thermopompes ont diminué de moitié de 1984 à 1985. Les efforts de promotion des fabricants de thermopompes se sont à toutes fins pratiques dissipés, particulièrement en Ontario, le plus important marché pour les appareils de climatisation centrale. L'augmentation actuelle du coût relatif du gaz naturel et de l'électricité combinée au fait qu'une thermopompe coûte 1000 à 1500 $ de plus qu'un appareil de climatisation centrale sont des raisons qui peuvent expliquer la baisse appréciable des ventes de thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur.

Technologie industrielle - Cycle frigorifique fermé au R114 à compression de vapeur

La thermopompe industrielle au frigorigène R114 à compression de vapeur en cycle fermé a fait son apparition sur le marché nord-américain vers la fin des années 1970. La thermopompe "Templifer", initialement un modèle de Westinghouse, achetée par la suite par la société MacQuay et plus récemment par la Synder Corporation aux États-Unis, a été utilisée dans l'industrie pour le chauffage de l'eau de service et de l'eau industrielle.

Un certain nombre de démonstrations de thermopompes industrielles au R114, financées par la Division de l'énergie, ont montré que les avantages pour

les utilisateurs finals sont très diversifiés et qu'ils sont fonction des facteurs suivants :

- températures de la source de froid et de la source de chaleur;
- coût du matériel;
- coût de l'entretien et du fonctionnement;
- caractéristiques de fonctionnement de l'installation et facteur de charge.

Un grand nombre des premières installations subissaient des pannes de matériel, qui étaient souvent causées par des régimes transitoires de fonctionnement imprévus ou ne correspondant pas aux conditions nominales de fonctionnement de la thermopompe.

Plus récemment, on a prévu l'utilisation de thermopompes au R114 combinées à des compresseurs de vapeur à cycle ouvert pour produire de la vapeur à usage industriel à pression moyenne.

Technologie industrielle - Thermopompes chimiques

La Division de l'énergie a entrepris une étude sur les possibilités d'application des thermopompes chimiques ou à absorption aux procédés de distillation dans les raffineries et les usines chimiques canadiennes. On a étudié la possibilité d'utiliser dans les thermopompes chimiques des absorbants, par exemple le bromure de lithium, l'acide sulfurique et l'hydroxyde de sodium.

Les périodes de récupération sont comprises entre trois et huit ans, dans le cas des applications considérées jusqu'ici, et elles ne répondent plus à la demande normale de l'industrie pétrochimique, qui est de deux ans ou moins.

L'avantage net de la thermopompe chimique, dans le contexte canadien, est le contenu potentiellement élevé des produits et services canadiens. Les sociétés canadiennes sont reconnues internationalement comme des chefs de file en matière de conception de procédés et d'usines chimiques, de production de composantes et de construction.

À l'heure actuelle, il n'y a aucune installation munie de thermopompe chimique en Amérique du Nord. Il existe toutefois aux États-Unis un certain nombre de sociétés qui offrent des services de conception ou d'installation ou des deux. La société Litwin Industries offre des thermopompes à bromure

de lithium (offertes auparavant par la société Adolph Coors), la Rocket Research est en train de mettre au point une thermopompe chimique à acide sulfurique à l'échelle du laboratoire, et Energy Concepts a mis au point une nouvelle thermopompe chimique à trois absorbants.

De façon générale, le succès futur de la thermopompe industrielle peut se résumer comme suit. Dans les conditions où la période de récupération est de deux ans ou moins, le service de gestion de l'entreprise pourra envisager l'autorisation d'une installation, à condition que le département de gestion de la production et le département du génie expriment leur confiance dans cet appareil. Lorsque la période de récupération est plus longue, les dépenses en immobilisations en vue de réduire les coûts d'exploitation ont une priorité tellement faible que les propositions de projets ne se réalisent jamais.

Dans l'industrie, l'insécurité en matière d'approvisionnement en énergie (ou la récession économique) se traduit par un raccourcissement de la période de récupération acceptable. D'autre part, dans un marché énergétique sûr, où l'énergie coûte peu cher, la période de récupération est prolongée au-delà des périodes des plans d'entreprise qui sont normalement de 5 ans ou plus.

Il semble possible de conclure que les investissements de l'industrie dans les thermopompes nécessitent :

- un climat industriel stable;
- des coûts d'achat de l'énergie stables ou prévisibles qui ne sont pas faibles de façon irréaliste;
- l'établissement de sociétés de services énergétiques (pratiques innovatrices de financement) permettant le partage des risques entre les promoteurs et l'industrie.

Technologie commerciale

La technologie des thermopompes utilisées dans les édifices comerciaux/-spéciaux est bien établie.

Des thermopompes eau-air monoblocs à circuit d'eau fermé (cycle Carlifornia) sont utilisées dans de gros édifices commerciaux où on a souvent besoin d'assurer simultanément le chauffage et le refroidissement dans des zones extérieures et intérieures respectivement. Ces appareils gagnent aussi de la popularité dans les tours d'habitation et les immeubles en copropriété luxueux.

Les thermopompes de toiture monoblocs utilisant l'air comme source de chaleur représentent approximativement dix pour cent des ventes de systèmes CVC (chauffage, ventilation, climatisation) de toiture au Canada. Elles sont généralement utilisées dans des édifices commerciaux monozones plus petits dans lesquels le chauffage et le refroidissement doivent être assurés à des périodes différentes de l'année. Avec des périodes de récupération de cinq ans ou moins, les thermopompes de toiture utilisant l'air comme source de chaleur constitueront un secteur de croissance au Canada dans les années à venir.

Les thermopompes utilisant le sol comme source de chaleur gagnent de plus en plus de popularité dans les applications de chauffage/refroidissement, si on en juge par le succès connu récemment par la Société Earth Systems Limited aux États-Unis. Des projets de démonstration dans ce secteur sont en cours de réalisation en Ontario.

Une autre sphère prometteuse d'application des thermopompes dans le secteur commercial est la récupération de la chaleur résiduelle contenue dans l'air évacué par les appareils d'aération mécanique dans les tours d'habitation/-immeubles en copropriété en vue de l'utiliser pour le chauffage de l'eau de service. Dans les immeubles où il y a évacuation centrale à partir de cuisines et de salles de bain en enfilade, les appareils d'aération montés sur le toit sont souvent à proximité des chaudières servant au chauffage de l'eau de service des appartements de terrasse, de sorte qu'il est possible de pré-chauffer l'eau de service à l'aide de thermopompes. Au moins une société canadienne offre le matériel nécessaire pour cette application.

Parmi les applications dans le secteur commercial qui ont été étudiées par la Division de l'énergie et qui n'ont pas été trouvées rentables pour le moment, on compte la récupération de la chaleur des eaux usées des restaurants, des buanderies et de l'industrie du développement photographique. Dans les projets de démonstration, le matériel de thermopompes eau-eau choisi a présenté des problèmes de fonctionnement attribuables au faible écart de température entre la source et le puits de chaleur ou aux fortes fluctuations des débits.

Le séchage des matériaux ou des produits est un vaste domaine d'application des thermopompes qui est très prometteur. La Division de génie mécanique a réalisé une étude de faisabilité technique sur l'utilisation des thermopompes pour le séchage du grain et du bois. Le modèle étudié, dans les deux cas, comprenait un caloduc combiné à une thermopompe à compression de vapeur à cycle frigorifique classique. L'échangeur de chaleur pré-refroidit l'air plus sec, ce qui accroît de façon appréciable la capacité d'élimination de l'humidité de l'évaporateur de la thermopompe. La consommation d'énergie de ces appareils, comparativement à celle des séchoirs à

combustible fossile, est réduite de 56 à 87 %. De plus, les températures de séchage sont plus basses, ce qui permet d'obtenir des produits de meilleure qualité.

Recommandations

Il reste un certain nombre de domaines de la technologie des thermopompes dans lesquels des activités plus poussées de recherche et développement au Canada pourraient être particulièrement avantageuses :

Thermopompes résidentielles

- Le Canada devrait continuer ses efforts de recherche et développement sur les thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur adaptées au climat des régions septentrionales. Le nord des États-Unis peut constituer un important marché d'exportation pour des appareils de ce genre, et aucune société américaine n'offre présentement un tel appareil. Ces efforts englobent les aspects suivants : dispositifs optimaux de réglage et de détection des conditions du frigorigène; technologie des évaporateurs noyés; mélanges frigorifiques non azéotropes; amélioration des moyens de détecter le givre, de réguler le dégivrage et de moduler la capacité des compresseurs.

- On devrait pousser la mise au point des thermopompes à récupération de la chaleur contenue dans l'air extrait ou d'aération en vue de résoudre les problèmes rencontrés avec les premiers modèles, en prévision de la croissance future des maisons sur-isolées et très étanches.

- On devrait accroître les efforts en vue de réduire le coût de la conception des échangeurs thermiques des thermopompes utilisant le sol comme source de chaleur et des matériaux utilisés pour leur fabrication de même que des techniques d'installation, afin que ce type de thermopompe puisse pénétrer de façon appréciable le marché des maisons unifamiliales. On n'a pas encore mis au point de système pouvant être adapté aux maisons de banlieue existantes.

Thermopompes industrielles

- On devrait faire des études sur les frigorigènes à haute température, comme le R113, de même que sur les problèmes de décomposition des mélanges frigorigène/huile en présence de certaines substances.

- On devrait faire des démonstrations sur la production de vapeur utilisable dans des installations de traitement au moyen d'un système comprenant une thermopompe à R114 combinée à un compresseur de vapeur.

- On devrait entreprendre la mise au point d'outils d'optimisation et de simulation sur ordinateur des thermopompes industrielles afin d'éliminer un grand nombre des difficultés rencontrées dans les premiers projets de démonstration et d'offrir aux promoteurs et aux fournisseurs de matériel pour thermopompes un moyen efficace d'évaluation du rapport coûts/-avantages pour l'utilisateur final.

- Le Canada devrait explorer les possibilités des thermopompes chimiques à hydroxyde de sodium. Aucun travail n'est actuellement effectué ailleurs dans ce domaine, et l'appareil à hydroxyde de sodium peut fonctionner à des températures plus élevées que les thermopompes au bromure de lithium actuelles. Comme première étape, on devrait construire une installation pour essais de laboratoire en vue d'effectuer les premières études, et construire par la suite un modèle pilote sur place si les résultats des premières études en montrent la faisabilité.

- L'utilisation de thermopompes dans les procédés de séchage offre de grandes possibilités de réduire la consommation d'énergie. On devrait consacrer d'autres efforts à l'identification des domaines prometteurs, et à la conception, la mise au point et la démonstration de nouveaux sécheurs à thermopompes.

Thermopompes commerciales

- On devrait faire la démonstration aux propriétaires d'édifices commerciaux et aux promoteurs du rapport coûts/avantages de la récupération, au moyen de thermopompes, de la chaleur des systèmes d'aération des gros édifices.

- On devrait mettre au point une thermopompe de toiture monobloc avec comme appareil d'appoint une chaudière à gaz alimentée au propane pour remplacer le système de chauffage à l'électricité classique. Les primes d'électricité seraient ainsi éliminées dans la plupart des petites applications commerciales.

Infrastructure

En plus de consacrer des efforts à la recherche et au développement, il faut s'intéresser aux questions relatives à l'information, à la formation, aux services de consultation et au financement (des thermopompes industrielles à grande échelle). Les constructeurs, les contractants, les promoteurs et les gestion naires de l'industrie ont besoin d'informations sur le rapport coûts/avantages des applications des thermopompes. Les fabricants doivent pouvoir donner aux utilisateurs finals des informations ou une formation, ou les deux, sur les caractéristiques de fonctionnement et

les besoins d'entretien des thermopompes. On a besoin d'experts-conseils pour aider les fabricants et les utilisateurs finals dans l'application de la technologie des thermopompes. Enfin, il faut étendre les activités des sociétés de service énergétique afin d'englober l'installation des thermopompes, particulièrement dans l'industrie, de vaincre l'élément de risque et de réduire les périodes de récupération à des niveaux acceptables. Les possibilités futures de croissance de la technologie des thermopompes au Canada pourraient être limitées si on n'accorde pas autant de soins à ces éléments qu'aux activités de recherche et développement recommandées précédemment.

Le présent document

La présente revue a été préparée en vue de transmettre des informations sur l'expérience acquise au Conseil national de recherches du Canada en matière de recherche, de mise au point de produits et de démonstration dans le domaine des thermopompes. Elle intéressera les chercheurs oeuvrant dans le domaine, les personnes qui sont chargées des applications commerciales et les lecteurs qui veulent se tenir au courant des perfectionnements dans le domaine énergétique.

Le document est divisé en deux sections : Résumés des projets industriels (Chapitre 2) et Résumés des projets résidentiels (Chapitre 3). Le Chapitre 3 est un compte rendu des projets entrepris par la Division des recherches en bâtiment et la Division de génie mécanique. Les projets prévus et gérés dans le cadre du programme sur les thermopompes de la Division de l'énergie sont résumés au Chapitre 2.

L'Index des projets (Chapitre 4) fournit aux lecteurs des renseignements additionnels sur l'auteur ou le contractant extérieur, le responsable scientifique, le numéro de série du contrat et l'année d'achèvement. À l'aide de ces renseignements, le lecteur intéressé sera en mesure de se procurer une copie du rapport original ou une publication du CNRC en s'adressant à :

Bureau de vente et diffusion des publications
Conseil national de recherches du Canada
Ottawa (Ontario)
K1A 0R6

Enfin, nous espérons que la communauté de la recherche et l'industrie en général trouveront cette Revue des activités de recherche et développement sur les thermopompes enrichissante aux plans technique et commercial.

2. RÉSUMÉS DES PROJETS INDUSTRIELS : Études des applications

THERMOPOMPES CHIMIQUES DANS L'INDUSTRIE CANADIENNE

La société Acres Consulting Services Ltd. de Toronto a effectué cette étude de marché entre janvier et mars 1984.

Raison du projet

Des progrès raisonnables ont été réalisés dans la mise au point de nouveaux concepts de récupération de l'énergie en cascade au moyen de thermopompes chimiques (TPC). On prévoit que la technologie des thermopompes chimiques et les applications basées sur leur utilisation connaîtront une période de perfectionnement qui permettra de passer lentement du stade de la recherche et développement pure à la commercialisation.

Les objectifs de cette étude étaient :

- donner un aperçu des systèmes à TPC;
- trouver une application industrielle précise dans laquelle on utiliserait une TPC pour produire de la vapeur à partir de la chaleur récupérée à température élevée;
- estimer les coûts et avantages de l'application;
- évaluer les possibilités de l'application proposée dans l'ensemble de l'industrie.

Aperçu des systèmes à TPC

Les groupes frigorifiques chimiques ou à absorption les plus courants sont utilisés dans des applications de climatisation. Lorsque leur but premier est d'assurer le chauffage plutôt que la réfrigération, ces groupes sont considérés comme des TPC.

Les TPC à l'ammoniac et au bromure de lithium sont celles qui conviennent le mieux dans les applications où la température maximum du condenseur est d'environ 100°C, bien que des températures plus élevées soient possibles. Les TPC à l'acide sulfurique et à l'hydroxyde de sodium sont celles qui conviennent le mieux lorsque les températures s'approchent de 150°C. Les TPC utilisables à des températures plus élevées, par exemple les TPC à hydrure métallique ou à zéolite n'ont pas fait l'objet de recherche poussée.

Les TPC dans l'industrie de la fabrication du papier

La fabrication du papier par raffinage de la pâte thermomécanique (PTM) produit des débits importants de chaleur résiduelle. On a étudié la possibilité d'utiliser la chaleur résiduelle du raffineur de PTM pour sécher le papier.

On a entrepris des démarches auprès de l'Ontario Paper Co. de Thorold dans le but d'étudier la possibilité d'utiliser une TPC à l'acide sulfurique ou à l'hydroxyde de sodium pour élever la température de la chaleur résiduelle de la PTM en vue de l'utiliser pour le séchage du papier. Cette société avait récemment élargi et modernisé ses installations, et elle évaluait déjà une proposition relative à l'utilisation d'un thermocompresseur pour élever la pression de la vapeur propre de 260 à 520 kPa.

On a calculé les principaux débits massiques pour une TPC utilisant de l'acide sulfurique ou de l'hydroxyde de sodium comme absorbant. On a prévu un CP de 1,5. Les facteurs économiques du système sont analysés à la figure 1. On a cependant trouvé que la pompe à chaleur à thermocompresseur éprouvée, qui est relativement simple, serait la solution de rechange la plus pratique pour élever la pression de la vapeur jusqu'à 520 kPa.

Utilisation des TPC pour le séchage du papier

On a choisi une application de séchage comme solution de rechange à l'exemple d'élévation de la pression de la vapeur. On a étudié une TPC à hydroxyde de sodium à cycle ouvert, qui est décrite à la figure 2. De la vapeur résiduaire, provenant par exemple d'un raffineur de PTM à la pression atmosphérique, pourrait être utilisée comme source de chaleur dans le générateur. L'air humide provenant d'un séchoir à papier serait asséché et chauffé en étant mélangé avec de l'hydroxyde de sodium concentré dans une colonne de contact (absorbeur). Les facteurs économiques de cette autre configuration de la TPC n'ont pas été analysés.

Possibilités d'utilisation de la TPC dans l'industrie canadienne

On a considéré que l'application des TPC était limitée aux écoulements de chaleur dont la température est comprise entre 32 et 290°C. On a déterminé que la capacité technique maximum de récupération de l'énergie au moyen des TPC dans l'indus trie canadienne était de 192 PJ (1978).

En pratique, seulement une fraction de l'énergie récupérable maximum peut être récupérée au moyen des TPC. On a supposé que 10 % de l'énergie récupérable dans la plage de 100 à 290°C, 20 % dans la plage de 50 à 100°C, et 100 % dans la plage des températures inférieures à 50°C pourraient

DONNÉES

Application :	Production de vapeur
Source de chaleur résiduelle :	Vapeur résiduelle 1,5 MW
Énergie d'entrée du générateur :	3,0 MW
Puissance de sortie de la thermopompe :	4,5 MW
Coût installé :	1,3 million de dollars
CP :	1,5
Période de récupération :	8,3 ans

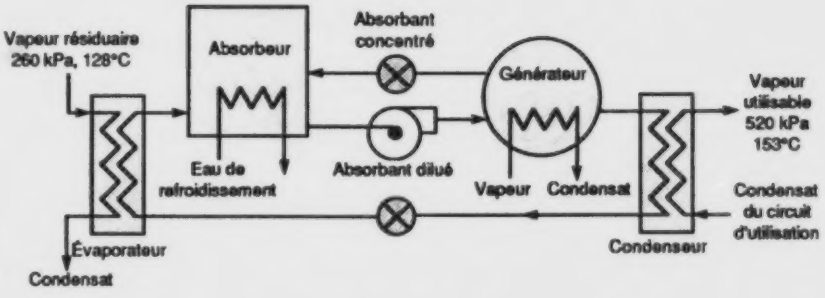

Figure 1. Illustration des facteurs économiques de l'utilisation d'une TPC à l'acide sulfurique pour la production de vapeur.

La thermopompe chimique représentée à la figure 1 peut utiliser de l'acide sulfurique ou de l'hydroxyde de sodium comme absorbant. De la vapeur à basse pression (260 kPa) est utilisée comme écoulement de chaleur résiduelle idéal. L'eau de la thermopompe chimique se vaporise dans l'évaporateur à raison de 1,5 MW. La vapeur d'eau ainsi produite est absorbée par l'acide sulfurique (ou l'hydroxyde de sodium) concentré. L'acide sulfurique, maintenant dilué, est pompé vers le générateur dans lequel l'eau se vaporise de nouveau. L'énergie requise pour cette vaporisation est fournie par de la vapeur à pression élevée ou une autre source de chaleur. Enfin, la vapeur d'eau se condense et elle libère de l'énergie au condenseur à raison de 4,5 MW; de la vapeur à 520 kPa (75 lb/po^2, manométrique) est produite. Le CP du système est de 1,5. En supposant un rendement de chaudière de 71 % et des pertes mécaniques et dans la tuyauterie de 10 %, les économies d'énergie nettes de 1,5 MW équivalent à 2,4 MW de mazout de chaudière.

En supposant des coûts d'investissement totaux de 1 300 000 $, incluant tous les coûts de protection contre les risques et de protection de l'environnement, et des économies d'énergie annuelles moyennes de 340 000 $ (équivalentes au coût du chauffage avec du gaz naturel coûtant 0,16 $/m^3), on obtient une période de récupération actualisée de 8,3 ans. On prévoit aussi un rendement des investissements de 16 %. On estime à 40 mois la période requise pour la mise en application.

effectivement être récupérés au moyen de TPC, ce qui donne une capacité technique totale de récupération au moyen de TPC dans l'industrie canadienne de 55 PJ (1978).

Conclusions et recommandations

Les applications des thermopompes chimiques sont relativement peu connues des utilisateurs industriels. Cependant, l'application des thermopompes chimiques est techniquement réalisable et avantageuse lorsqu'il n'existe

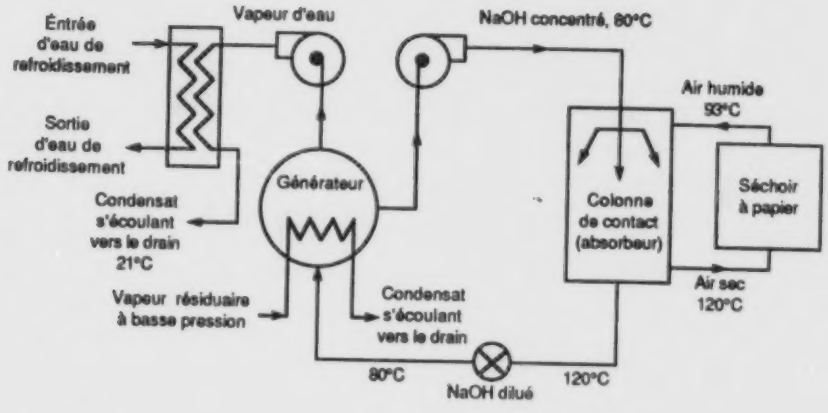

Figure 2. Thermopompe chimique à absorption au NaOH à cycle ouvert utilisée pour le séchage du papier.

L'air chaud et humide provenant du matériel de séchage du papier pénètre par le haut de la colonne de contact. Simultanément, une solution d'hydroxyde de sodium est pulvérisée dans le haut de la colonne, et elle se mélange avec le courant d'air humide. Il se produit une réaction exothermique lorsque le mélange air/hydroxyde de sodium descend dans la colonne, et l'eau est transférée de l'air à l'hydroxyde de sodium. L'air, maintenant plus chaud et plus sec, retourne au matériel de séchage du papier après avoir traversé un dispositif antibuée qui élimine toute trace d'hydroxyde de sodium transporté.

L'hydroxyde de sodium dilué est acheminé vers un générateur pour être régénéré (c.-à-d. pour que l'humidité absorbée dans la colonne de contact soit éliminée), puis est retourné vers la colonne. La vapeur d'eau extraite est condensée à l'aide d'eau de refroidissement.

pas d'autres utilisations possibles de l'énergie résiduelle ou lorsque la chaleur rejetée est à basse température. Les TPC à l'acide sulfurique ou à l'hydroxyde de sodium conviennent bien pour fournir de la vapeur industrielle à 150°C.

La période de récupération d'une TPC à l'acide sulfurique ou à l'hydroxyde de sodium de 4,4 MW serait de 8,3 ans, ce qui est plus long que la période normalement acceptée par l'industrie. D'autres perfectionnements permettraient de raccourcir cette période.

On a recommandé qu'un projet pilote soit mis en oeuvre pour faire avancer le perfectionnement et les applications des TPC.

Mise à jour

La TPC à cycle ouvert utilisée pour le séchage du papier, décrite à la figure 2, a été analysée en détail par l'expert-conseil lors d'une étude subséquente (voir page 48).

INDUSTRIES DE DISTILLATION

La société Stone and Webster Canada Ltd. de Toronto a effecté cette étude de marché portant sur les thermopompes chimiques. Le rapport de l'étude a été publié en mars 1984.

Raison du projet

Les thermopompes chimiques conviennent parfaitement pour les procédés de distillation fractionnée. La distillation fractionnée demande un grand apport d'énergie (c'est-à-dire à température élevée) mais ne consomme qu'une petite fraction de l'énergie qui lui est fournie. Ce procédé constitue donc un candidat de choix pour les mesures d'économies d'énergie. Les thermopompes chimiques permettent d'économiser jusqu'à 50 % de l'énergie requise pour la distillation. Les raffineries, les usines pétrochimiques, les usines chimiques et les distilleries utilisent largement les procédés de distillation.

Les objectifs de l'étude étaient les suivants :

- identifier au moins deux applications industrielles précises pour la récupération de la chaleur des procédés de distillation à l'aide de thermopompes chimiques et déterminer les possibilités d'économies d'énergie offertes par chacune;

- déterminer la portée d'une étude de faisabilité détaillée, incluant les coûts, les avantages et un calendrier pour l'élaboration et la réalisation d'un projet de démonstration;

- estimer les possibilités d'application dans l'ensemble de l'industrie et les avantages des thermopompes chimiques proposées.

Applications industrielles

Suite à des échanges avec un grand nombre de sociétés, on a rassemblé de la documentation sur 30 procédés de distillation. Cette documentation comprenait toutes les valeurs pertinentes des températures et des débits d'entrée et de sortie des colonnes de distillation. Une analyse des données a permis de déterminer les possibilités de récupération d'énergie par l'utilisation de thermopompes chimiques (TPC) dans chacun des procédés.

On a étudié de façon plus approfondie deux de ces procédés de distillation afin de déterminer les avantages économiques de l'application des TPC. On

a utilisé des TPC au bromure de lithium pour l'évaluation, étant donné qu'elles ont fait leur preuve dans d'autres applications industrielles. Dans un des procédés de distil lation, on utilisait une TPC à cycle normal pour réaliser la distillation de l'isobutane, tandis que dans l'autre, on utilisait une TPC à cycle inversé pour extraire l'eau d'un courant de butanol par distillation. Ces deux procédés sont représentés en détail aux figures 1 et 2 respectivement. On a prévu pour chaque procédé une période de récupération d'environ 2 ans seulement.

Portée de l'étude de faisabilité détaillée

D'après l'analyse des deux procédés mentionnés précédemment et la découverte de l'existence d'une application similaire dans une usine japonaise, on peut conclure qu'on dispose de la technologie requise pour l'application réussie des TPC dans les procédés de distillation. On a par conséquent recommandé que la prochaine étape en vue de la commercialisation soit la préparation d'une étude technique détaillée et d'un calendrier des

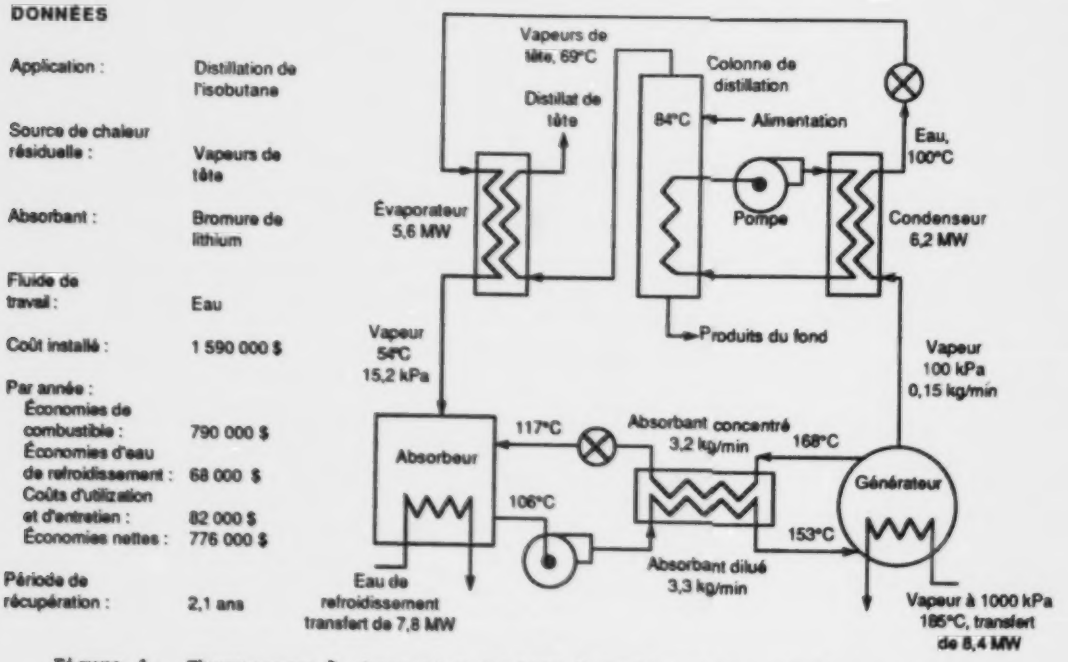

Figure 1. Thermopompe à absorption au LiBr à cycle normal utilisée dans un procédé de distillation.

Dans cet exemple, de l'isobutane est produit au moyen d'un procédé de distillation. La chaleur est récupérée à partir de l'isobutane dans l'évaporateur. La chaleur produite par la TPC est utilisée dans le procédé de distillation.

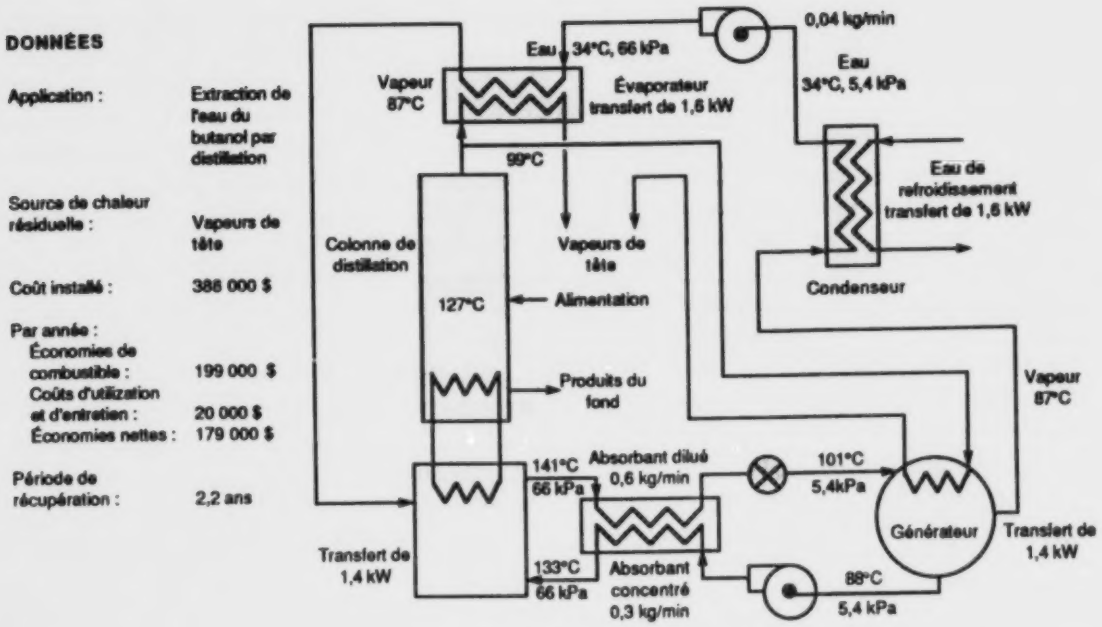

Figure 2. Thermopompe à absorption au LiBr à cycle inversé utilisée dans un procédé de distillation.

Dans cet exemple, l'eau est extraite (distillée) à partir de l'isobutane. La chaleur résiduelle de la vapeur d'eau distillée est récupérée dans l'évaporateur et le générateur. La thermopompe chimique élève la température de cette chaleur avant qu'elle soit transférée à l'absorbeur. La chaleur fournie à l'absorbeur est utilisée dans le procédé de distillation. Contrairement au modèle à cycle normal, le point le plus froid du circuit de la thermopompe est au condenseur, où il faut un frigorigène pour extraire la chaleur.

activités, allant de la conception à la construction et la mise en service. On a estimé à 35 000 $ le coût d'une étude technique détaillée. On a préparé un calendrier qui répartit sur une période de 15 mois les activités allant du début d'une étude technique à l'achèvement de la mise en service.

Étude de marché

La consommation totale d'énergie pour la distillation dans l'industrie pétro chimique canadienne a été estimée à 171 PJ par année. Après une analyse détaillée des températures et capacités de traitement de tous les procédés de distillation utilisés dans l'industrie, on a trouvé que des procédés consommant au total 34,5 PJ par année convenaient techniquement à des applications des TPC. En supposant que les TPC soient concurrentielles avec les autres options de récupération de la chaleur dans seulement 20 % de ces procédés et qu'elles permettent de récupérer 45 % de l'énergie de

traitement, on a prévu que l'énergie récupérable par l'utilisation de TPC au Canada s'élèverait à 3,1 PJ par année.

Conclusions et recommandations

Deux applications des TPC ont fait l'objet d'études détaillées, qui ont permis de faire des estimations préliminaires des coûts et avantages. La première application, permettant de récupérer 5,6 MW par l'utilisation d'une TPC à cycle normal pour la distillation de l'isobutane, avait une période de récupération prévue de 2,1 ans. La deuxième application, permettant de récupérer 3,0 MW par l'utilisation d'une TPC à cycle inversé pour l'extraction de l'eau du butanol par distillation avait une période de récupération prévue de 2,2 ans.

Les coûts d'investissement estimés de toutes les applications étudiées étaient compris entre 220 000 et 3 000 000 $, et les périodes de récupération étaient de l'ordre de 1 à 3 ans. Le marché potentiel total de récupération de l'énergie par l'utilisation de TPC dans les procédés de distillation industriels canadiens a été estimé à 3,1 PJ par année, ce qui représente une consommation annuelle équivalente de pétrole de 18,5 millions de dollars (1983).

Étant donné le grand intérêt manifesté par les industries étudiées et les possibilités appréciables de pénétration du marché canadien, on a recommandé qu'une étude technique détaillée soit entreprise en vue de définir avec plus de précision les facteurs économiques liés aux TPC.

PROCÉDÉ DE DISTILLATION - EXTRACTION DE L'EAU DU BUTANOL

La société Stone and Webster Canada Ltd. de Toronto a effectué cette étude de faisabilité, datée de janvier 1986.

Raison du projet

D'après l'étude de marché initiale effectuée par l'expert-conseil (voir page 20), les thermopompes chimiques offraient de grandes possibilités d'application dans les procédés de distillation utilisés par exemple dans les industries du pétrole et les industries pétrochimiques. Les périodes de récupération prévues étaient de l'ordre de 2 ans.

Les objectifs de ce projet étaient les suivants :

- identifier une application industrielle appropriée;

- spécifier un système à thermopompe chimique; et
- préparer une estimation des engagements en immobilisations, une analyse économique et un calendrier.

Choix du site et critères de l'étude

Les sociétés BASF Canada Limitée de Laval (Québec) et Celanese Canada d'Edmonton (Alberta) ont été identifiées comme candidats possibles pour l'installation d'un système à TPC. Chacune possédait un certain nombre de colonnes de distillation offrant des possibilités suffisantes de récupération de la chaleur.

Suite à des consultations et des visites des installations, on a déterminé que l'application qui convenait le mieux était l'addition à l'installation de la BASF d'une colonne de distillation pour l'extraction de l'eau du butanol. La chaleur résiduelle récupérée à partir de la vapeur d'eau extraite d'un courant de butanol par distillation serait utilisée pour faire brouillir de nouveau le butanol dans la colonne de distillation. D'après les calculs initiaux, on pouvait récupérer 48 % de la chaleur en utilisant un système à thermopompe chimique à cycle inversé. On a confirmé les débits, températures et compositions relatifs au procédé. On a indiqué que les substances contenant du cuivre ne pourraient pas être utilisées dans les parties où elles seraient en contact avec les fluides de traitement.

Les principes de fonctionnement de la TPC sont analysés en détail dans l'étude de marché initiale (page 16). Il faut remarquer que des réductions pouvant atteindre 50 % de l'énergie requise par le rebouilleur sont réalisables par l'addition d'un TPC dans un circuit de distillation. Contrairement à la thermopompe à compression de vapeur, la TPC permet de réaliser des économies sans nécessiter un apport appréciable d'énergie mécanique.

Le choix de la TPC à cycle inversé a été fait à l'aide d'un programme informatique. La figure 1 montre un schéma de fonctionnement.

Étude détaillée et facteurs économiques

À mesure que le travail d'étude avançait, il est devenu évident que certaines données fournies plus tôt étaient fausses, ce qui a eu pour effet d'invalider les hypothèses originales concernant le choix de l'installation à la société BASF. L'évaluation initiale indiquait une réduction de 48 % de la chaleur requise par le rebouilleur. L'évaluation basée sur les nouvelles données indiquait une réduction de seulement 31 % de la chaleur

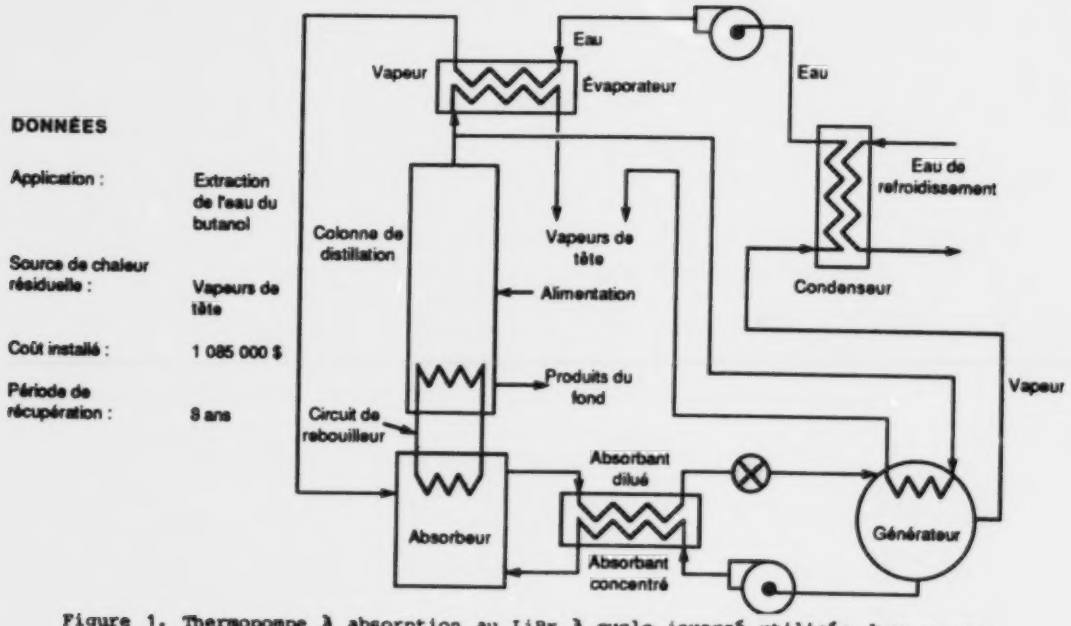

Figure 1. Thermopompe à absorption au LiBr à cycle inversé utilisée dans un procédé de distillation à la société BASF de Laval (Québec).

Dans cet exemple, l'eau est extraite (distillée) à partir du butanol. La chaleur résiduelle de la vapeur d'eau distillée est récupérée dans l'évaporateur et le générateur. La thermopompe chimique élève la température de la chaleur, avant son entrée dans l'absorbeur. La chaleur fournie à l'absorbeur est utilisée dans le procédé de distillation.

Tableau 1. Différences entre les données initiales et les données réelles

	Données initiales	Données de l'analyse détaillée
Capacité des vapeurs de tête (MW)	2,99	2,20
Température des vapeurs de tête (°C)	99,0	91,0
Capacité du rebouilleur (MW)	2,93	2,29
Température du rebouilleur (°C)	127	120
Réduction de la chaleur requise par le rebouilleur au moyen d'une TPC à cycle inversé (%)	48	31

requise par le rebouilleur. La principale différence concernait la capacité des vapeurs de tête. Les données initiales, comme on l'a constaté, avaient trait à la capacité nominale d'un condenseur de tête existant refroidi à l'air. Après étude, on a constaté que la capacité réelle des vapeurs de tête était beaucoup plus faible. Le tableau 1 montre les

différences entre les données. On s'est également rendu compte que la colonne de distillation fonctionnait seulement cinq mois par année.

On a établi les spécifications du modèle de TPC et on a lancé un appel d'offres. Un seul devis a été reçu, et il précisait un coup installé de 1 085 000 $. Cette estimation était loin du coût prévu de 650 000 $, basé sur les données de l'étude de marché précédente. La principale raison de l'augmentation du coût était la nécessité d'utiliser des tubes en titane dans les échangeurs de chaleur du système plutôt que des tubes standard en cuivre/nickel.

Deux facteurs, la réduction de la quantité de chaleur récupérée et l'augmentation du coût, ont modifié le scénario à un point tel que la période de récupération initiale de 2 ans pour cette installation serait en réalité d'environ 8 ans. Pour cette raison, l'installation n'a pas été retenue comme site convenant à l'application d'une TPC.

Conclusions

Après une étude plus poussée, on a conclu que l'application n'était pas réalisable économiquement, et on a mis fin au projet. Il ne faut pas oublier que cette application n'est pas représentative de l'ensemble et que son échec est dû à l'inexactitude des données initiales utilisées pour faire l'analyse économique.

Suite à ces observations, on a décidé d'évaluer d'autres options. On a fait une nouvelle étude des autres colonnes de la société BASF de même que des colonnes de la société Celanese Canada, mais on a par la suite rejeté ces options. On a approché six autres sociétés, et on a analysé les applications possibles. Aucune colonne de distillation appropriée n'a été identifiée.

Les résultats des études commençaient à indiquer que les installations existantes ne convenaient pas à l'application de TPC. La modification des systèmes existants s'est révélée non rentable pour une ou plusieurs des raisons suivantes :

- les fluides de traitement étaient incompatibles avec les alliages en cuivre normalement utilisés dans les échangeurs de chaleur, ce qui obligeait à utiliser, par exemple, des alliages de titane et d'acier inoxydable;

- la chaleur fournie par le condenseur de tête n'était pas suffisante pour permettre une assez forte réduction de la demande en chaleur du rebouilleur;

- la différence de température entre le bas et le haut de la colonne de distillation était trop grande;

- l'espace était trop limité;

- il fallait modifier les circuits d'accès aux services publics, ce qui compliquait l'installation.

En général, les applications peuvent être avantageuses économiquement lorsque la chaleur du distillat de tête disponible est de 1,5 MW ou plus. Une application nécessitant l'utilisation de titane dans l'échangeur de chaleur doit être rejetée en raison de l'augmentation des coûts d'investissement. Cependant, certaines applications permettant de fortes réductions de la demande en chaleur du rebouilleur et pour lesquelles les coûts de l'énergie sont élevés peuvent se révéler rentables.

Recommandation

On a recommandé d'étudier de façon plus approfondie les possibilités d'application des systèmes à thermopompe à absorption, étant donné que les sociétés qui ont fait l'objet de l'étude on manifesté beaucoup d'intérêt pour de tels systèmes. Le contenu canadien des produits et services serait élevé dans ces applications.

RAFFINERIE - DISTILLATION DU TOLUÈNE

La société Stearns Catalytic Ltd. de Sarnia (Ontario) a réalisé cette étude de faisabilité sur les thermopompes chimiques entre janvier et mars 1984.

Introduction

Lorsqu'on utilise une colonne de distillation, il faut éliminer la chaleur latente d'évaporation contenue dans les vapeurs de tête. Cette chaleur latente est habituellement rejetée par l'intermédiaire d'un condenseur refroidi à l'air ou à l'eau. En plus de permettre la récupération d'environ 45 % de cette chaleur et la production de vapeur ou d'un autre fluide chauffant, une thermopompe chimique (à absorption) offre les avantages suivants :

- très faible consommation d'énergie;

- faibles coûts d'exploitation;

- bonne fiabilité mécanique, puisqu'il n'y a pas d'autres pièces mobiles que les pompes;

- faible degré de sophistication technique, étant donné que le matériel se compose principalement d'échangeurs de chaleur; et

- excellent rendement à charge réduite.

L'objectif du présent travail était de fournir une analyse économique détaillée sur l'utilisation d'une thermopompe chimique (TPC) pour produire de la vapeur à l'aide de la chaleur résiduelle d'un procédé de distillation de raffinerie.

Modèle

La société Sunoco Incorporée utilise un certain nombre de colonnes de distillation à sa raffinerie de Sarnia (Ontario). On a approché cette société, et elle s'est montrée intéressée à l'application de la technologie des TPC à la récupération de la chaleur résiduelle. Parmi les procédés de distillation utilisés à la raffinerie, on a choisi le procédé de distillation du toluène parce que la chaleur rejetée au condenseur de tête (7,4 MW) et la température (127°C) sont élevées.

Une contrainte générale a été imposée au modèle dès le début : la thermopompe devait n'avoir que peu d'effet sur le déroulement du procédé, ou même n'en avoir aucun. En cas de problème avec le prototype de thermopompe, le procédé pourrait continuer de se dérouler de la façon originale sans qu'il y ait perte de production de toluène. La TPC devait produire de la vapeur à pression moyenne, de façon à remplacer une partie de la vapeur achetée par la raffinerie.

Le modèle choisi a été proposé par la société Adolph Coors Company (Colorado). Cette société a été autorisée en 1983 à concevoir, fabriquer et commercialiser la TPC à bromure de lithium mise au point par le Battelle Memorial Institute (Ohio). En se basant sur les débits indiqués par l'expert-conseil, la société Coors a établi deux modèles de TPC. Chacun constituait une variante d'une TPC à cycle inversé. Les deux modèles permettaient le même taux de récupération de chaleur résiduelle. Ils sont représentés à la figure 1.

Facteurs économiques

Des spécifications ont été préparées pour le nouveau matériel et les pièces de raccordement de la tuyauterie avec l'installation existante. Afin d'obtenir une estimation précise des coûts d'investissement, on a spécifié tous les coûts du matériel et on a obtenu des prix fermes des vendeurs. Les coûts d'investissement ainsi prévus pour chacun des modèles étaient d'environ 2 310 000 $, avec une marge d'erreur de 10 %.

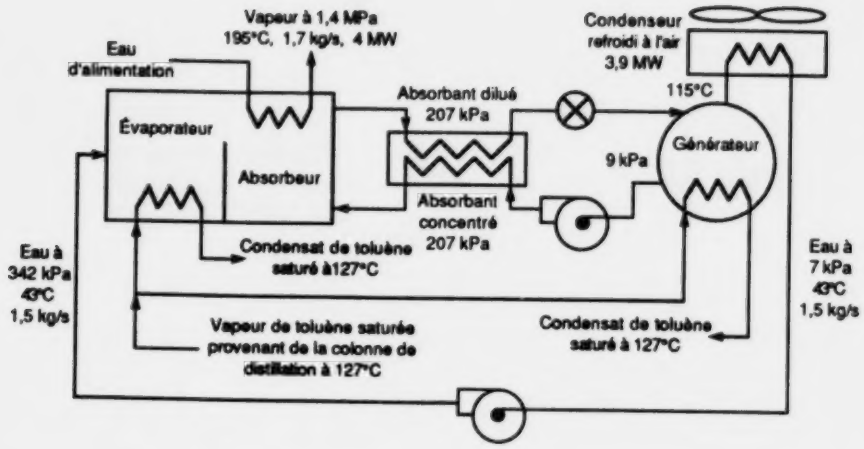

Figure 1a. Thermopompe chimique au LiBr à cycle inversé utilisée pour la production de vapeur (MODÈLE 1).

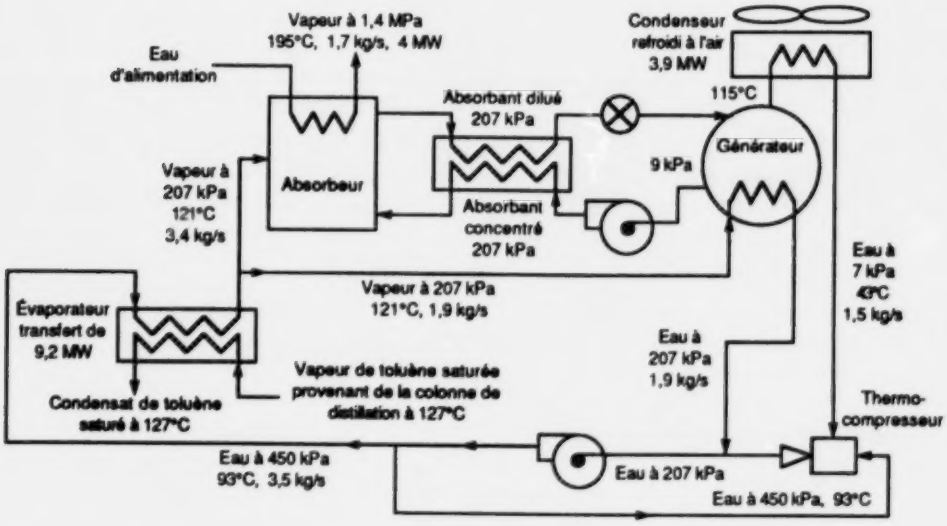

Figure 1b. Thermopompe chimique au LiBr à cycle inversé utilisée pour la production de vapeur (MODÈLE 2).

Le modèle doit produire 1,7 kg/s de vapeur à 195°C (voir figure 1). Tant qu'une étude technique détaillée n'est pas entreprise, on suppose que seulement 85 % de cette quantité de vapeur, soit 1,4 kg/s, est disponible. On a calculé que cette quantité de vapeur pouvait remplacer annuellement une quantité de vapeur dont le coût d'achat s'élève à 675 000 $, donnant des économies nettes de 622 000 $, compte tenu d'un montant de 13 000 $

pour les coûts d'exploitation annuels. La période de récupération résultante est de 3,5 ans (2 310 000 $ ÷ 622 000 $ par année).

À l'époque, la société Sunoco s'attendait à une période de récupération de moins de 2 ans ou à un rendement des investissements de plus de 60 % pour un projet d'économies d'énergie. Elle n'a donc pas été intéressée par la TPC proposée.

Marché

La société Coors avait effectué des études portant sur différentes sociétés pendant un an en vue de trouver des applications possibles à sa TPC, et ses résultats étaient considérés comme les meilleurs disponibles sans qu'il soit nécessaire de faire une étude de marché détaillée. Elle a trouvé qu'il y avait en moyenne 2,5 colonnes de distillation par usine pétrolière ou usine pétrochimique adéquate (c.-à-d. des colonnes produisant 3 à 6 MW de chaleur résiduelle) pour la récupération de chaleur résiduelle à l'aide de TPC. Après avoir tenu compte de certaines limites, par exemple l'espace disponible, l'élévation de température requise et les facteurs économiques (périodes de récupération inférieures à 3 ans), on a estimé que seulement 10 % des colonnes convenaient pour l'application de TPC.

Considérant qu'il y a 101 usines au Canada (1983), le nombre estimé d'applications possibles des TPC au Canada est de 25 (2,5 colonnes/usine × 101 usines × 10 % de sites adéquats).

Considérant un taux de récupération à l'aide des TPC de 45 % de l'énergie résiduelle disponible, la capacité totale de récupération de chaleur au Canada au moyen de la technologie des TPC dans les industries pétrolières et pétrochimiques est :

4,5 MW (moyenne)/colonne × 25 colonnes
× 45 % de récupération par TPC = 50 MW

Conclusions

En général, des périodes de récupération de 1 à 3 ans pour les applications des TPC devraient intéresser l'industrie. En se basant sur la période de récupération de 3,5 ans prévue pour l'application d'une thermopompe au procédé de distillation du toluène, on a conclu que l'industrie ne serait pas intéressée à l'application des TPC, compte tenu des prix actuels du combustible.

INDUSTRIE DES PÂTES ET PAPIERS - PRODUCTION DE VAPEUR

La société G.A. Robb Associates d'Ottawa a effectué cette étude de faisabilité sur l'utilisation des thermopompes dans l'industries des pâtes et papiers, entre juin et décembre 1983.

Raison du projet

L'industrie des pâtes et papiers consomme trois fois plus de pétrole et autant de gaz naturel que toute autre industrie au Canada, et elle offre d'abondantes sources de chaleur résiduelle à basse température (65 à 82°C). Dans la production du papier journal, le séchage du papier s'effectue normalement avec de la vapeur à pression moyenne (entre 2 et 3 atmosphères). On peut utiliser des thermopompes à cycle figorifique classiques pour récupérer une partie de cette chaleur résiduelle en vue de produire de la vapeur à basse pression, que l'on peut ensuite convertir en vapeur industrielle à pression moyenne à l'aide de thermopompes à compression de vapeur.

Les objectifs de cette étude étaient les suivants :

- trouver un modèle de thermopompe à compression de vapeur permettant de produire de la vapeur à pression moyenne;
- préparer une analyse économique du modèle;
- estimer le marché potentiel pour l'application de cette thermopompe dans l'industrie des pâtes et papiers.

Étude du système

On a évalué les conditions de traitement à l'usine du papier journal Port Alfred de la Consolidated Bathurst à La Baie (Québec) en vue de déterminer les possibilités de récupération de chaleur résiduelle. L'écoulement d'eau résiduaire d'une machine à pâte constituerait une source de chaleur suffisante pour permettre la récupération de chaleur résiduelle. On pourrait utiliser une thermopompe au R114 à cycle fermé pour produire de la vapeur à basse pression (environ 70 kPa). À l'aide d'un compresseur de vapeur à cycle ouvert, on élèverait la pression de cette vapeur à 240 kPa et on utiliserait la vapeur à cette pression élevée pour sécher le papier. Le système proposé est représenté à la figure 1.

L'usine de la Consolited Bathurst avait déjà un système de récupération de la chaleur, capable d'approvisionner en eau propre l'évaporateur de la thermopompe au R114. Cet agencement permettait d'éliminer les problèmes

DONNÉES

Application :	Production de pâtes et papiers
Source de chaleur résiduelle :	Eau blanche
Caractéristiques du système :	
Puissance de sortie :	4,7 MW
CP :	2,7
Coût d'installation :	1 320 000 $
Économies :	710 000 $/année
Période de récupération :	1,9 an
T.R.I. :	24%

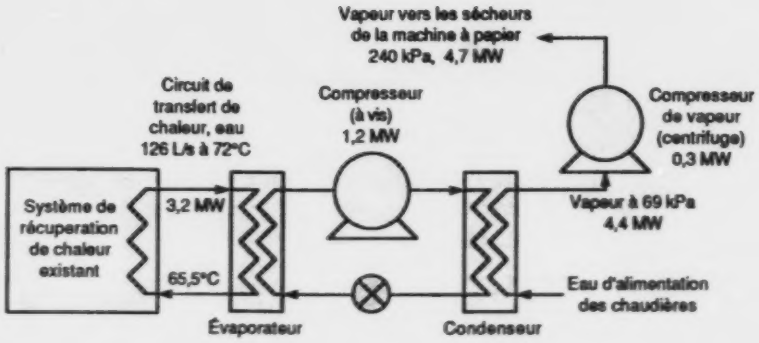

Figure 1. Système proposé de récupération de la chaleur de l'usine de papier journal Port Alfred de la Consolidated Bathurst à La Baie (Québec), utilisant une thermopompe à compression de vapeur.

L'eau résiduaire d'une machine à pâte constitue la source de chaleur. L'usine de la Consolidated Bathurst a déjà un système de récupération de la chaleur capable d'approvisionner en eau propre l'évaporateur d'une thermopompe au R114 (représenté ci-dessus). La thermopompe au R114 produit de la vapeur à basse pression qui est transformée au moyen d'une thermopompe à compression de vapeur à cycle ouvert en vapeur à 240 kPa utilisable pour le séchage du papier.

d'encrassement qui auraient pu se produire si l'eau résiduaire industrielle contaminée avait été utilisée directement. L'évaporateur devait permettre de récupérer 3,2 MW d'énergie à partir de l'eau résiduaire, en la refroidissant de 72 à 65,5°C.

De la vapeur à basse pression (69 kPa, 90°C) devait être produite par le condenseur. Cette vapeur devait être comprimée jusqu'à une pression de 240 kPa à l'aide d'un compresseur centrifuge, de façon à produire de la vapeur à raison de 4,7 MW pour sécher le papier.

Les perfectionnements récents apportés aux compresseurs de vapeur centrifuges et à vis ont permis de réduire le coût des thermopompes à cycle ouvert. Dans de nombreux cas, les coûts sont seulement la moitié ou le tiers de ce qu'ils étaient auparavant. Le choix du compresseur pour cette installation devrait être fait après une évaluation soignée effectuée au cours d'une étude technique détaillée.

Deux solutions de rechange au système décrit ci-dessus ont été envisagées. On pourrait construire une thermopompe au R114 de plus grandes dimensions

en vue de produire directement de la vapeur industrielle à pression moyenne. Cependant, pour des raisons de rentabilité, une telle pompe devrait avoir une plus grande capacité que les unités d'application plus générale. De plus, on était sur le point de faire la démonstration d'un système de ce type en Suède, et il serait prudent de tenir compe des résultats qui seront obtenus. L'autre solution envisagée était une thermopompe au R114 couplée à une thermopompe au méthanol permettant de produire de la vapeur industrielle. La société Westinghouse était en train de mettre au point ce système, et on devrait aussi tenir compte du rendement qui sera obtenu.

Facteurs économiques

La vapeur était produite à l'aide de chaudières au mazout, et, compte tenu des pertes d'efficacité, le coût était de 4,74 $/GJ. L'électricité coûtait 1,7 ¢/kWh. D'après ces coûts, on a estimé que des économies annuelles nettes de 710 000 $ pourraient être réalisées. Avec un coût d'investissement total estimé à 1 320 000 $, le système aurait une période de récupération de 1,9 an. Une analyse du flux monétaire actualisé a donné un taux de rendement interne (TRI) de 24 %.

La plupart des applications possibles de ce système sont au Québec, en Ontario et en Colombie-Britannique, où les tarifs d'électricité sont relativement bas. Une étude réalisée récemment par la société G.A. Robb Associates pour le compte de l'Association canadienne de l'électricité a permis de conclure que cette technologie permettrait d'économiser annuellement l'équivalent de 5,4 millions de barils de pétrole, évalués grossièrement à 160 000 000 $, dans la seule industrie du papier journal.

Conclusions

On a estimé qu'une thermopompe au R114 produisant de la vapeur couplée à une thermopompe à compression de vapeur pouvant produire 4,7 MW de vapeur à pression moyenne pour une usine de papier coûterait 1,3 million de dollars et aurait une période de récupération de 2 ans.

Recommandations

On a recommandé la conception d'une thermopompe au R114 montée sur patins. Lorsqu'elle sera prête, cette thermopompe, combinée à un compresseur de vapeur, devrait faire l'objet d'une démonstration dans une installation industrielle, par exemple l'usine Port Alfred de la Consolidated Bathurst.

ÉTUDE D'UNE THERMOPOMPE À GÉNÉRATION DE VAPEUR

Cette étude d'avant-projet a été entreprise par la société J.H. Lock and Sons Limited de Dartmouth (Nouvelle-Écosse) en décembre 1985.

Raison du projet

La production rentable de vapeur au moyen d'une thermopompe serait utile dans un certain nombre d'industries de traitement. Par exemple, dans une usine de pâtes et papiers, on a constamment besoin de vapeur, mais pas d'eau chaude, le fluide de sortie normal d'une thermopompe industrielle. On dispose déjà d'une quantité abondante d'eau chaude, sous forme de condensat de vapeur.

L'objectif de cette étude était de préparer un modèle et une estimation des coûts d'une thermopompe produisant de la vapeur.

Étude du système

Les contraintes imposées au modèle ont été établies en fonction des besoins de traitement d'une usine de pâtes et papiers exploitée par la Consolidated Bathurst Incorporée à Grand-Mère (Québec). Le modèle de base devait avoir des applications dans l'ensemble de l'industrie des pâtes et papiers, de même que dans d'autres industries qui utilisent de grandes quantités de vapeur industrielle. La chaleur résiduelle de l'eau blanche à 68°C d'une machine à pâte devait être récupérée, au moyen d'une thermopompe au R114 à cycle fermé, à raison de 3,1 MW. La thermopompe au R114 devait produire dela vapeur à basse pression qu'il fallait convertir en vapeur à pression moyenne (340 kPa) à l'aide d'une thermopompe à compression à cycle ouvert, tel qu'illustré à la figure 1.

L'évaporateur de la thermopompe au R114 est un échangeur de chaleur à calandre à passe unique dont le faisceau tubulaire (dans lequel circule l'eau blanche) est en acier inoxydable. D'après l'expérience acquise antérieurement à la Consolidated Bathurst, l'encrassement des tubes par la fibre de bois contenue dans l'eau blanche est réduit lorsque le débit dans les tubes dépasse 1,7 m/s. Le débit nominal de l'évaporateur est de 2,5 m/s.

On utilise un échangeur liquide-vapeur pour refroidir le frigorigène liquide saturé sortant du condenseur et surchauffer le frigorigène sous forme de vapeur sortant de l'évaporateur. Lorsque le frigorigène sous forme de vapeur n'est pas surchauffé, une certaine quantité se condense pendant la compression et le frigorigène liquide ainsi produit peut endommager le compresseur.

DONNEES

Source de chaleur résiduelle :	Eau blanche
CP de la thermopompe au R_{114} :	4,5
CP de la thermopompe à compression de vapeur :	8,3
Caractéristiques du système :	
Puissance de sortie :	4,5 MW
CP :	3,1
Coût installé :	1 226 000 $
Économies :	426 000 $/année
Période de récupération :	2,9 ans

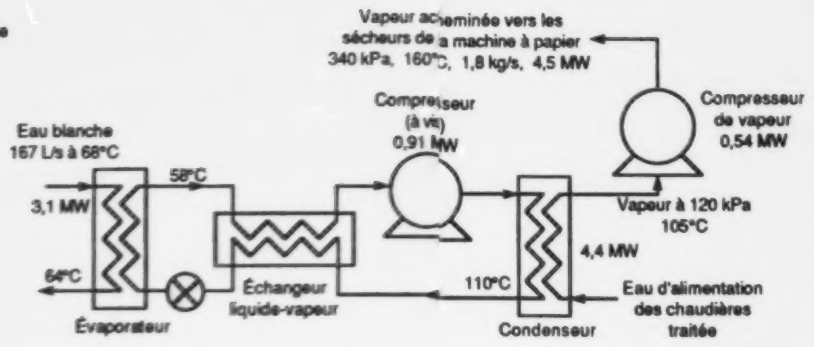

Figure 1. Modèle d'une thermopompe à génération de vapeur, comprenant une thermopompe au R114 combinée à une thermopompe à compression de vapeur.

L'eau blanche sortant d'une machine à pâte peut constituer la source de chaleur. La thermopompe au R114 produit de la vapeur à basse pression qui est convertie en vapeur industrielle à pression moyenne (340 kPa) au moyen d'une thermopompe à compression de vapeur à cycle ouvert.

Un compresseur à vis convient mieux qu'un compresseur centrifuge pour le circuit au R114 pour les raisons suivantes :

- il permet assurément une réduction de la capacité qui s'accompagne d'une économie d'énergie qui lui est presque proportionnelle, et

- il coûte moins cher (la moitié du prix dans la plage de capacité souhaitée).

Le condenseur (générateur de vapeur), tout comme l'évaporateur, est de type à calandre. Le frigorigène se condense sur la face extérieure des tubes à ailetttes à 110°C. Le condenseur est souvent fait d'acier au carbone. Étant donné que l'huile et le frigorigène peuvent se décomposer (à un taux annuel de 2 %) en présence d'acier au carbone aux températures élevées qui existent dans le condenseur, il est préférable d'utiliser de l'acier inoxydable (taux de décomposition annuel de 0,01 %).

L'eau provenant d'une pompe de circulation passe une seule fois dans les tubes du condenseur. Un mélange saturé formé de quatre parties d'eau et d'une partie de vapeur sort des tubes à une température de 105°C. L'eau de sortie saturée, recueillie dans un réservoir, repasse dans le condenseur

tandis que la vapeur saturée est aspirée par un compresseur de vapeur. De l'eau d'alimentation traitée est ajoutée au réservoir afin d'équilibrer le débit de production de vapeur.

La vapeur basse pression (120 kPa) aspirée par le compresseur est comprimée à 340 kPa. On a étudié deux types de compresseurs de vapeur : un compresseur à vis et un compresseur centrifuge à deux étages. Le compresseur centrifuge, bien qu'il soit le moins cher des deux, a tendance à consommer une quantité relativement élevée d'énergie en conditions de charge faible. Par contre, dans le cas du compresseur à vis, la consommation d'énergie est proportionnelle à la charge. À long terme, ce dernier peut constituer l'option la moins coûteuse étant donné que ses coûts d'exploitation sont moins élevés dans des conditions où les sources de chaleur résiduelle ou les besoins en vapeur sont variables.

Facteurs économiques

Le coût du système à thermopompe au R114 est estimé à 761 000 $. Le coût de la thermopompe à compression de vapeur est estimé à 465 000 $ dans le cas du compresseur centrifuge, et à 565 000 $ dans le cas du compresseur à vis. En tenant compte d'un coût d'installation de 16 000 $, on obtient un coût d'investis sement total de 1 226 000 $ (compresseur de vapeur centrifuge) ou de 1 326 000 $ (compresseur de vapeur à vis). Lorsque le condenseur doit être en acier inoxydable, il faut ajouter 176 000 $.

Les économies possibles ont été estimées en considérant un taux d'utilisation du procédé de 80 % et un fonctionnement prévu de 24 heures par jour, 7 jours par semaine, 50 semaines par année. On a prévu des économies de 426 000 $ par année, en considérant que l'électricité coûte 2 ¢/kWh et qu'autrement la vapeur serait produite par des chaudières au mazout au coût de 6 $/GJ.

On a prévu une période de récupération simple d'environ 2,9 ans avec l'option du compresseur de vapeur centrifuge, et de 3,1 ans avec l'option du compresseur à vis.

Conclusions

Dans les installations où le fonctionnement en conditions de charge partielle est peu fréquent, l'utilisation d'une thermopompe combinée à un compresseur de vapeur centrifuge est l'option la moins coûteuse. Dans les installations où des réductions de capacité de moins de 70 % de la pleine charge sont fréquentes, une thermopompe combinée à un compresseur de vapeur à vis peut être une option moins coûteuse à long terme en raison de la réduction des coûts d'exploitation du compresseur.

Mise à jour

La présente étude a fait l'objet d'une critique, et les facteurs économiques du système ont été révisés dans un rapport subséquent qui est résumé à la revue suivante.

CRITIQUE D'UN MODÈLE DE THERMOPOMPE À GÉNÉRATION DE VAPEUR

La société G.A. Robb Associates d'Ottawa a terminé cette critique et étude d'application en mars 1986.

Raison du projet

Dans le dernier résumé de projet, on traitait d'un modèle de thermopompe à génération de vapeur (p. 34). Le modèle était basé sur la quantité de chaleur résiduelle disponible et les besoins en vapeur industrielle d'une usine de pâtes et papiers particulière. Le modèle peut cependant avoir des applications dans une vaste gamme d'usines qui consomment de grandes quantités de vapeur industrielle.

Les objectifs de la présente étude étaient de :

- formuler une critique du modèle; et
- donner deux exemples illustrant son application dans des usines de pâtes et papiers.

Critique du modèle

On a conçu une thermopompe à génération de vapeur montée sur patins, comprenant une thermopompe au R114 à cycle ouvert produisant de la vapeur à basse pression combinée à une thermopompe à compression de vapeur à cycle ouvert (compresseur de vapeur) pouvant convertir la vapeur à basse pression (120 kPa) en vapeur à pression moyenne (340 kPa) utilisable dans des applications industrielles. La figure 1 représente un schéma du système.

Dans l'ensemble, on a trouvé que le modèle était valable. Trois perfectionnements suggérés du modèle ont été mentionnés.

On devrait opter pour l'acier inoxydable (à la place d'acier au carbone) dans la fabrication du condenseur/générateur de vapeur. La décomposition du frigorigène du côté calandre, telle que décrite dans le rapport d'étude original, serait alors beaucoup moins importante; de plus, il y aurait beaucoup moins de corrosion du côté tubes, où la vapeur est produite.

DONNÉES

Source de chaleur résiduelle :	Eau blanche
CP de la thermopompe au R_{114} :	4,5
CP de la thermopompe à compression de vapeur :	8,3
Caractéristiques du système :	
Puissance de sortie :	4,5 MW
CP :	3,1
Coût installé :	1 600 000 $
Période de récupération :	4,4 ans

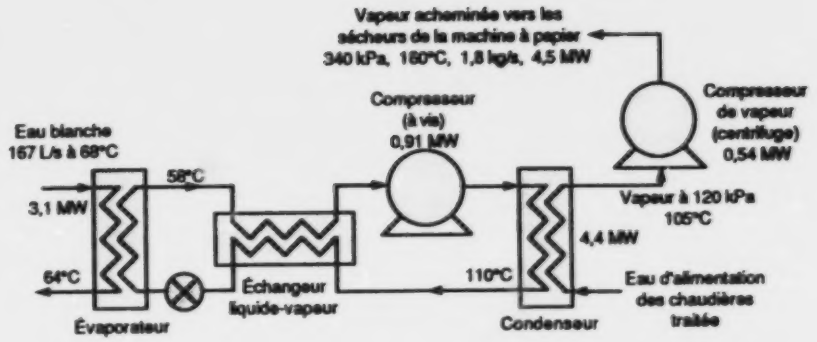

Figure 1. Modèle d'une thermopompe à génération de vapeur, comprenant une thermopompe au R114 combinée à une thermopompe à compression de vapeur.

L'eau blanche provenant d'une machine à pâte peut constituer la source de chaleur. La thermopompe au R114 produit de la vapeur basse pression qui est convertie, par une thermopompe à compression de vapeur à cycle ouvert, en vapeur industrielle à pression moyenne (340 kPa).

Lorsqu'on utilise de l'acier au carbone, la corrosion des tubes peut être un problème grave à moins que l'eau d'appoint soit désaérée et qu'un désoxygénant soit ajouté. De plus, il peut se produire une corrosion rapide lorsque l'appareil est fermé.

Avec le modèle, il faut utiliser un robinet solénoïde pour régler le débit d'eau d'appoint acheminée vers le générateur. Il y a alors commande par tout ou rien, ce qui peut entraîner des variations de pression à moins que l'eau d'appoint soit à la température de la vapeur dans le réservoir/-séparateur de vapeur. Étant donné que l'eau d'appoint est à une température inférieure, il est préférable d'utiliser un réglage continu par étranglement.

Enfin, on recommande de prévoir un moyen d'inverser périodiquement le sens de la circulation de l'eau blanche dans l'évaporateur pendant de courtes périodes de façon qu'il soit possible d'effectuer au besoin un lavage de l'évaporateur à contre-courant. L'expérience a montré que les concentrations de fibres dans l'eau blanche peuvent devenir élevées lorsque le système de filtration de cette eau blanche présente des problèmes qui peuvent entraîner l'obturation des tubes de l'évaporateur.

Facteurs économiques

Initialement, le coût estimé du système était de 1 226 000 $. Toutefois, ce coût ne tenait pas compte des coûts relatifs aux fondations, à la main-d'oeuvre requise pour l'installation et à la tuyauterie de raccordement. Un coût installé de 1 600 000 à 1 800 000 $ est plus réaliste.

Avec la baisse soudaine et radicale des prix du pétrole qui s'est produite au début de 1986, il n'est plus réaliste de considérer un coût de 6 $/GJ pour la production de vapeur. Une évaluation économique révisée du système à thermopompe peut être faite en considérant les valeurs suivantes :

- un coût de 4 $/GJ pour la vapeur;
- un coût de 2 ¢/kWh pour l'électricité; et
- un crédit d'impôt à l'investissement de 7 %.

En considérant un coût installé de 1 600 000 $, on obtient une période de récupération simple de 4,4 ans et un taux de rendement interne de 20,5 %.

Conclusions

Il serait possible de réduire les coûts d'investissement pour le système à thermopompe en éliminant les commandes qui permettent son utilisation en conditions de charge variable. Cette mesure serait pratique seulement lorsque les débits et températures de la chaleur résiduelle sont constants et lorsque la demande en vapeur est aussi constante.

Il serait aussi possible de réduire les coûts d'investissement en utilisant un compresseur de vapeur centrifuge à un étage, dont le coût est environ la moitié de celui d'un compresseur de vapeur centrifuge à deux étapes. Cette mesure serait réalisable si la thermopompe au R114 devait fournir de la vapeur basse pression à 170 kPa plutôt qu'à 120 kPa. Il faudrait que les économies en investissement pour le compresseur de vapeur compensent l'augmentation des coûts d'exploitation résultant de la baisse du CP du système.

Enfin, lorsqu'il y a une demande de vapeur à basse pression, par exemple dans un désaérateur d'eau d'alimentation, une thermopompe au R114 à génération de vapeur basse pression est suffisante, ce qui élimine l'investissement pour le compresseur de vapeur.

USINE DE PÂTES ET PAPIERS - GÉNÉRATION DE VAPEUR

La société H.A. Simons Ltd. de Vancouver (C.-B.) a effectué l'étude de faisabilité décrite ci-dessous entre février et septembre 1984.

Raison du projet

Les opérations de séchage dans l'industrie du papier nécessitent de grandes quantités d'énergie et beaucoup d'effluents contiennent de l'énergie récupérable. Les Industries James Maclaren Inc. de Buckingham (Québec) ont été choisies pour une étude de faisabilité sur l'utilisation d'un système à thermopompe produisant de la vapeur. La construction d'une nouvelle machine à papier à l'usine de la Maclaren offrait l'occasion d'intégrer une thermopompe au circuit de fabrication du papier.

Les objectifs de l'étude étaient les suivants :

- déterminer le modèle d'un système à thermopompe à compression mécanique pour la production de vapeur à température moyenne;
- estimer les coûts et les avantages du système à thermopompe.

Considérations théoriques

On a trouvé que l'air rejeté de façon continue par l'une des machines à papier était la meilleure source de chaleur résiduelle à l'usine de la Maclaren. On a aussi trouvé que les échangeurs de chaleur étaient les appareils les plus rentables pour récupérer la chaleur contenue dans l'air rejeté, puisqu'ils peuvent fournir l'air d'appoint préchauffé requis par le sécheur à papier et remplir diverses autres fonctions de chauffage. Ensemble, ces échangeurs de chaleur feraient baisser à 49°C la température de l'air rejeté. Ainsi, après l'installation d'échangeurs de chaleur, de l'air saturé circulant à un débit de 84,7 kg/s et ayant une température de 49°C serait disponible pour la récupération de chaleur à l'aide de thermopompes. Par exemple, on pourrait récupérer 4,7 MW d'énergie en baissant d'encore 5°C la température de l'air rejeté.

Un système à thermopompe est le plus rentable lorsqu'il fonctionne en continu. On a repéré deux courants continus principaux : l'air de ventilation des poches du cylindre sécheur et l'air d'appoint de la hotte des cylindres, qui peuvent utiliser la vapeur à température moyenne produite par un système à thermopompe. La ventilation des poches nécessite de la vapeur basse pression à 110°C et 143 kPa, et le chauffage de l'air d'appoint, de la vapeur à 129°C et 262 kPa.

Étude du système

Le système à thermopompe proposé était formé d'une thermopompe à compression de frigorigène à cycle fermé en série avec une thermopompe à compression de vapeur à cycle fermé. La figure 1 montre ce système.

La thermopompe à cycle frigorifique utiliserait du R114 et nécessiterait une compression en deux étages réalisée à l'aide de compresseurs centrifuges. Le condenseur produirait de la vapeur à 93,5 °C et 80 kPa qui serait convertie en vapeur à 110°C et 143 kPa au moyen d'un compresseur centrifuge. Une partie de cette vapeur servirait au chauffage de l'air d'appoint de la machine à papier. Le reste serait transformé en vapeur à 129°C et 262 kPa au moyen d'un deuxième compresseur centrifuge, et serait ensuite utilisé pour le chauffage du système de ventilation des poches.

En considérant une puissance de sortie de 4,6 MW et un apport d'énergie de 1,6 MW, on a obtenu une valeur calculée du CP de ce système de 2,9.

Facteurs économiques

La vapeur produite par le système à thermopompe remplaçerait la vapeur produite actuellement par des chaudières électriques. On a estimé que les

DONNÉES

Application :	Production de vapeur pour le chauffage de l'air
Source de chaleur résiduelle :	Sortie de la hotte d'une machine à papier journal
Puissance d'entrée :	1,6 MW
Puissance de sortie :	4,6 MW
CP du système :	2,9
Coût d'investissement :	2 200 000 $
Économies :	600 000 $/année
Période de récupération :	3,6 ans

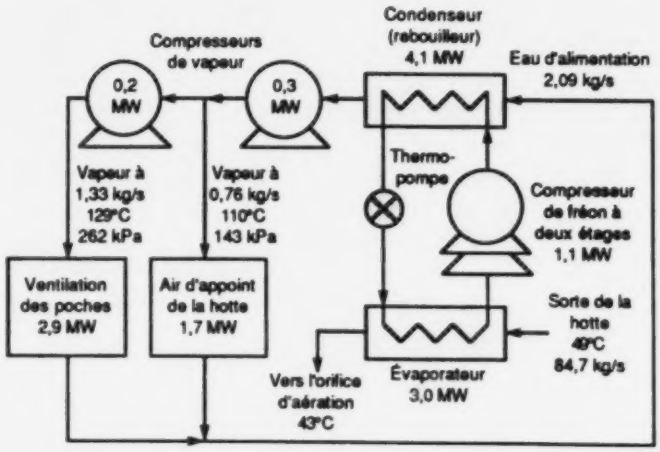

Figure 1. Récupération de la chaleur rejetée à l'aide de thermopompes, à la Compagnie James Maclaren, limitée.

La chaleur est récupérée à la sortie de la hotte d'une machine à papier journal au moyen d'une thermopompe à compression de frigorigène à cycle fermé montée en série avec une thermopompe à compression de vapeur à cycle fermé. La vapeur produite par le système est réutilisée dans la machine à papier journal.

économies au plan des coûts d'énergie seraient de 600 000 $ par année. En considérant un coût d'investissement de 2 200 000 $, on obtient une période de récupération de 3,6 ans.

Conclusions

On a prévu qu'un système à thermopompe produisant de la vapeur à pression moyenne (262 kPa) aurait une période de récupération simple de 3,6 ans.

Mise à jour

Suite à la présente étude, on a décidé de ne pas ajouter le système à thermopompe à la nouvelle machine pour des raisons de planification et de politique de l'entreprise.

INDUSTRIE LAITIÈRE - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES

Le Centre de recherche industrielle du Québec a effectué cette étude de faisabilité entre juillet 1981 et mai 1983.

Raison du projet

De grandes quantités de condensat à basse température sont acheminées vers les égouts dans l'industrie laitière. La technologie des thermopompes offre de grandes possibilités de récupération de la chaleur contenue dans ce condensat.

Les objectifs du projet étaient les suivants :

- étudier la possibilité d'installer un système de récupération de la chaleur à thermopompe dans une laiterie;
- faire une analyse économique du système et déterminer le marché potentiel pour un tel système dans l'industrie laitière canadienne.

Étude du système

On a entrepris une analyse détaillée des sources de chaleur résiduelle disponibles à la laiterie Agrinove de Sainte-Claire (Québec), qui appartient à la Coopérative Laitière du Sud de Québec. Le condensat résultant du procédé d'évaporation du lait constituait la source de chaleur résiduelle la plus adéquate. On a constaté que le condensat était disponible de façon continue, à un débit de 19 L/s et une température de 38°C en hiver, et à un débit de 39 L/s et une température de 49°C en été.

Le système à thermopompe proposé permettrait de récupérer la chaleur résiduelle du condensat et de préchauffer l'eau d'alimentation des chaudières à

DONNÉES

Application :	Préchauffage de l'eau d'alimentation des chaudières
Source de chaleur résiduelle :	Condensat de l'installation de vide
Heures de fonctionnement :	3100/année
Puissance de sortie du système :	613 kW
Caractéristiques de la thermopompe :	
Puissance de sortie :	352 kW
CP :	3,8
Puissance de sortie de l'échangeur :	261 kW
Coût d'investissement pour le système :	94 900 $
Coût de l'électricité :	4,1 ¢/kWh
Coût du combustible (mazout) :	15,6 ¢/L
Économies :	21 000 $/a
Période de récupération :	4,5 ans

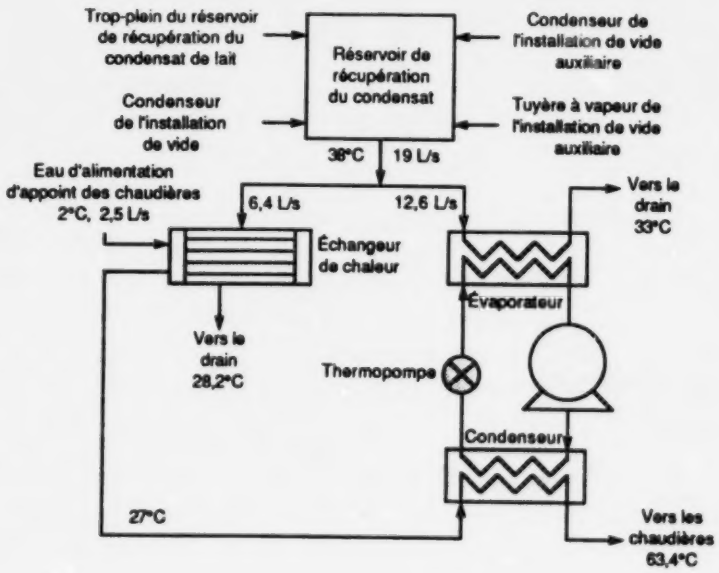

Figure 1. Application d'une thermopompe dans une usine de production de lait concentré.

Dans le schéma qui précède, la vapeur provenant de l'évaporateur de lait se condense et est recueillie sous forme d'eau chaude dans le réservoir de récupération. Elle est ensuite acheminée vers l'échangeur de chaleur et la thermopompe où elle cède son énergie à l'eau d'alimentation fraîche. L'intégrité et la fiabilité du système original ne sont d'aucune façon menacées par les modifications apportées.

On a déterminé le nombre d'heures de fonctionnement (3100 h) en divisant la production annuelle totale de lait (28a096a000akg/a) par le taux de production (9072 kg/h). La valuer prévue de la réduction annuelle de la consommation d'énergie, 6840 GJ (représentant 33 500 $), a été obtenue en multipliant le taux de récupération de chaleur (610 kW) par le nombre d'heures de fonctionnement annuel.

vapeur de la laiterie. La température de l'eau d'alimentation, qui provient de la rivière voisine, variait de 2°C à 24°C, selon la saison.

On a choisi une thermopompe de type Templifier. Cette thermopompe au R114 avec son matériel auxiliaire était prête à installer.

Le système proposé comprenait un échangeur de chaleur et une thermopompe reliés en série, et l'eau d'alimentation des chaudières passait dans chacune de ces deux composantes (voir figure 1). Étant donné qu'il y avait une grande différence de température entre l'eau d'alimentation en entrée et le condensat résiduaire, l'échangeur de chaleur constituait un moyen efficace et peu coûteux de récupérer une partie de l'énergie disponible. Il coûtait moins cher de récupérer une quantité d'énergie donnée à l'aide d'un échangeur de chaleur relié à une thermopompe qu'avec seulement une thermopompe de grande capacité. La thermopompe fournissait l'eau d'alimentation aux chaudières à une température d'environ 70°C.

Facteurs économiques

Une analyse préliminaire a montré que la puissance de sortie combinée de l'échan geur de chaleur et de la thermopompe était de 610 kW. On a estimé les économies d'énergie annuelles totales à 6840 GJ, ce qui représente des coûts de combustible de 33 500 $ (pétrole remplacé). Les valeurs des paramètres économiques du système sont les suivantes :

Coût d'investissement total :		94 900 $
Économies annuelles nettes :		21 000 $
Économies d'énergie	33 500 $	
Moins dépenses :		
Électricité	11 500	
Entretien	1 000	
	21 000 $	
Période de récupération :		4,5 ans

En 1979, la production canadienne de lait concentré s'élevait à 135 992 000 L. D'après les résultats de la présente étude, on peut économiser 0,0225 L de mazout par litre de lait cru en appliquant la technologie des thermopompes. Par extrapolation, on estime que trois millions de litres de mazout, soit 480 000 $ (1982), peuvent être économisés annuellement dans l'industrie laitière canadienne.

Conclusions et recommandations

Aucune conclusion n'a été tirée.

Étant donné la rentabilité démontrée par l'étude de faisabilité, on a recommandé d'installer et d'analyser le système proposé. Les résultats de l'analyse devraient être utilisés pour vérifier la rentabilité prévue.

INDUSTRIE LAITIÈRE - CHAUFFAGE DE L'EAU INDUSTRIELLE

Cette étude de faisabilité a été préparée par Chalifour, Marcotte et Associés Incorporé de Pointe-Claire (Québec) en mars 1984.

Raison du projet

L'industrie laitière est un des principaux consommateurs d'énergie dans le secteur industriel canadien. Parmi les nombreux procédés distincts utilisés dans une laiterie, deux de ceux qui consomment le plus d'énergie sont reliés à l'élimination de l'humidité dans la production de lait en poudre et de lait concentré. Il existe de grandes possibilités d'application des thermopompes pour remplacer la vapeur produite à partir du combustible fossile dans ces procédés.

Une industrie laitière, la Coopérative Agricole du Bas Saint-Laurent, a accepté de participer à une étude de faisabilité sur les possibilités d'application de thermopompes dans ses installations. Un examen préliminaire de son fonctionnement a montré d'excellentes possibilités d'économies d'énergie.

Les objectifs de cette étude étaient les suivants :

- préparer un modèle de système à thermopompe pour la récupération de l'énergie à partir du procédé d'évaporation du lait;
- déterminer les coûts et les avantages du système proposé.

Étude du système

Après une étude détaillée des débits et des températures des procédés de la laiterie, on a conçu un système à thermopompe pour récupérer la chaleur résiduelle du procédé d'évaporation du lait en vue de produire de l'eau industrielle. Cette eau industrielle servirait principalement à préchauffer l'air destiné au dessicateur à lait; elle servirait aussi au chauffage ou au préchauffage dans un certain nombre d'autres procédés.

L'eau de refroidissement et le condensat du procédé d'évaporation du lait sont recueillis dans un réservoir à eau chaude avant d'être évacués vers une rivière. Dans le système proposé, le réservoir à eau chaude serait

séparé en deux parties par une chicane. Une partie servirait à recueillir l'eau de refroidissement à basse température et l'autre partie, le condensat à température plus élevée. On utiliserait deux thermopompes, une "thermopompe basse température" (TPBT) et une "thermopompe haute température" (TPHT), pour récupérer l'énergie des deux parties du réservoir à eau chaude. L'eau extraite des réservoirs à eau chaude par les évaporateurs des thermopompes serait retournée à ces réservoirs afin de maintenir l'équilibre des débits.

La figure 1 montre le système à thermopompe. La TPBT, une thermopompe monobloc au R114 de type McQuay Templifier, fournirait de l'eau industrielle à 65°C dans un circuit fermé. Environ la moitié de son appport énergétique servirait à préchauffer l'air acheminé vers le dessiccateur à lait. Une plus petite fraction servirait à élever la température de l'eau utilisée comme source de chaleur par la TPHT. Le reste de l'énergie produite par la TPBT serait utilisé dans différents procédés : préchauffage du stérilisateur de bidons, préchauffage du concentrat de lait, production d'eau de nettoyage et chauffage des locaux. Le chauffage de la vapeur auxiliaire ferait aussi partie du circuit d'eau industrielle.

L'eau utilisée comme source de chaleur, provenant du réservoir à eau chaude, serait refroidie par la TPBT à environ 25°C. L'eau de la rivière serait mélangée avec cette eau pour donner une source de refroidissement à une température maximale de 21°C utilisée dans le procédé d'évaporation du lait. Après que la chaleur résultant du procédé d'évaporation du lait aurait été extraite, l'eau serait retournée au réservoir à eau chaude. De cette façon, une source constante d'eau résiduaire chaude serait disponible pour la TPBT.

La TPHT, également une thermopompe McQuay Templifier, utiliserait comme source de chaleur l'eau extraite du côté à température élevée du réservoir à eau chaude. On utiliserait l'eau industrielle de la TPBT pour fournir une quantité de chaleur additionnelle à l'eau utilisée comme source de chaleur. Environ la moitié de l'énergie récupérée par la TPHT serait fournie par la TPBT. La TPHT fournirait de l'eau industrielle à 93°C dans un circuit fermé. L'eau industrielle servirait principalement à préchauffer l'air destiné au dessiccateur à lait. La thermopompe permettrait aussi de chauffer le stérilisateur de bidons, le pasteurisateur de lait entier, le pasteurisateur de crème et l'eau d'alimentation des chaudières.

Comme dans le cas de la TPBT, l'eau utilisée comme source de chaleur par la TPHT, provenant du réservoir à eau chaude, serait retournée à ce réservoir afin de maintenir l'équilibre des débits dans la thermopompe. Dans le cas présent, elle se mélangerait avec le condensat du procédé d'évaporation du lait. L'excès d'eau provenant de l'évaporateur de la TPHT s'écoulerait

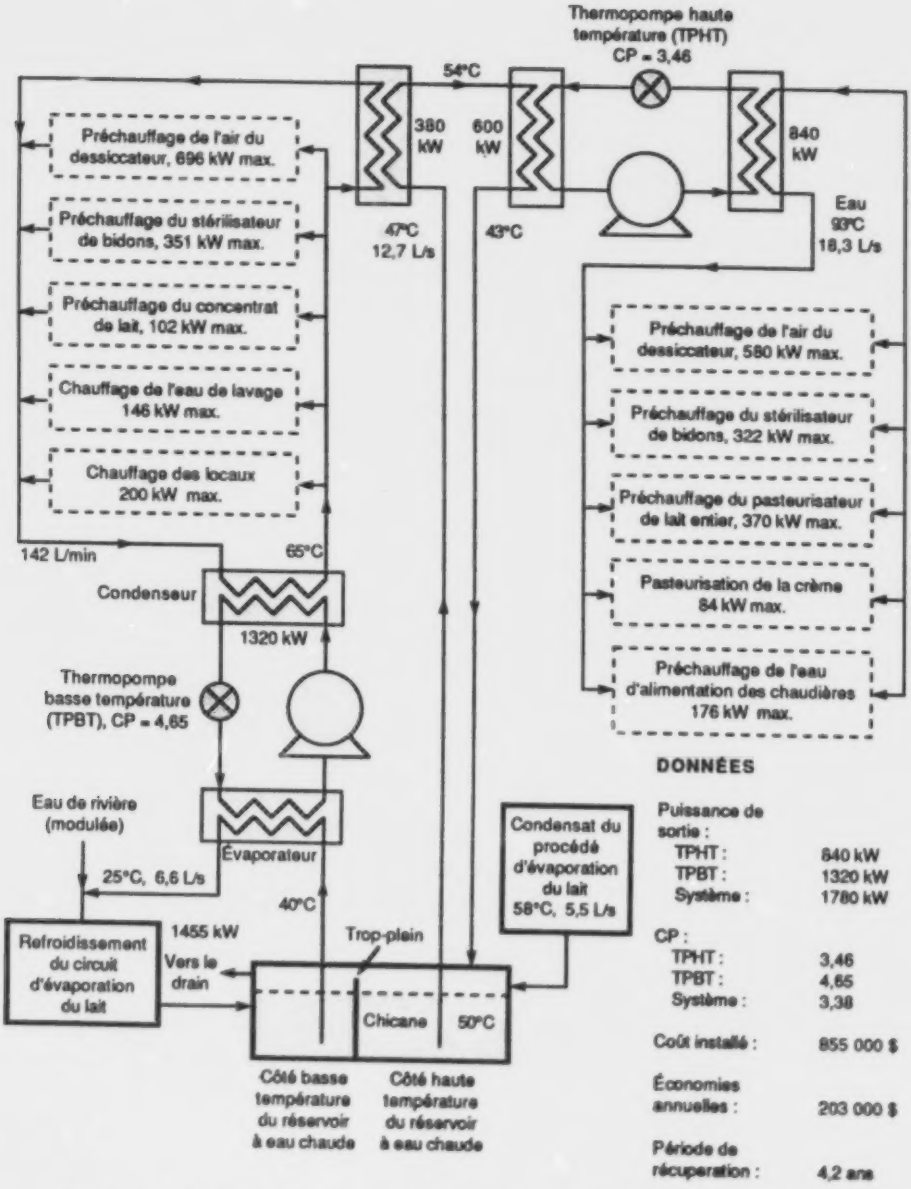

Figure 1. Application d'une thermopompe industrielle dans une laiterie.

au-dessus de la chicane et passerait dans la partie basse température du réservoir à eau chaude.

Facteurs économiques

Le coût d'investissement total est estimé à 855 000 $. Les économies d'exploitation annuelles sont estimées à 203 000 $, ce qui donne une période de

récupération simple de 4,2 ans. Les économies annuelles sont obtenues en soustrayant des 238 000 $ économisés par la réduction du coût de l'électricité (à raison de 3,5 ¢/kWh) un montant de 35 000 $ représentant les coûts d'entretien.

Conclusions et recommandations

Aucune conclusion n'a été tirée et aucune recommandation n'a été faite.

SÉCHAGE DU PAPIER

La société Acres Consulting Services Ltd de Toronto (Ontario) a réalisé cette étude de faisabilité sur les thermopompes chimiques entre janvier et mars 1984.

Raison du Projet

La fabrication du papier, un secteur important de l'industrie canadienne, consomme de grandes quantités de chaleur à température relativement basse pour les opérations de séchage. Les thermopompes classiques ne conviennent pas au séchage du papier parce que les fluides frigorigènes sont instables aux températures requises, mais les thermopompes chimiques (TPC) peuvent être utilisées de façon efficace.

La TPC fonctionne comme un sécheur à absorption dans les applications de séchage du papier, plutôt qu'à la façon d'une thermopompe au sens propre du terme. Cependant, bien que le but premier soit le transfert de masse, il y a aussi transfert de chaleur et élévation de sa température. C'est pourquoi on considère que l'appellation "thermopompe chimique" est appropriée.

L'étude était axée sur l'application de la thermopompe chimique utilisant de l'hydroxyde de sodium comme caloporteur. Il faut toutefois souligner que la TPC à hydroxyde de sodium pourrait être utilisée dans de nombreux autres procédés de séchage industriel.

Les objectifs de l'étude étaient les suivants :

- Concevoir une TPC et son matériel auxiliaire et en donner les spécifications (y compris les schémas de fonctionnement, les plans des installations et la disposition du matériel) en vue d'un appel d'offres. Le système sera utilisé dans un procédé de séchage du papier dans une usine d'une société de fabrication de papier en Ontario.

- Fournir une estimation des capitaux à engager, un calendrier, des prévisions des mouvements de trésorerie, une analyse économique et une

évaluation des bénéfices comparativement à ceux offerts par d'autres systèmes de récupération de la chaleur.

- Définir l'étendue des travaux de R et D de soutien requis avec une estimation des coûts et établir un calendrier d'exécution des travaux.

Étude du système

On a préparé des schémas de fonctionnement et des bilans calorifiques pour l'installation. Puis, après avoir élaboré des méthodes de conception des composantes, on a établi des configurations de l'installation. On a étudié deux installations de grosseurs différentes, l'une ayant une capacité de séchage égale à celle d'un sécheur de papier grandeur réelle, et l'autre ayant une capacité de 25 % de la capacité du sécheur grandeur réelle.

On a amélioré les données thermodynamiques suite à une recherche documentaire et une étude. On a établi une expression mathématique pour l'enthalpie de l'hydroxyde de sodium à différentes concentrations et températures. L'expression a été établie avec une marge d'erreur de 0,2 % ou moins à l'aide d'une méthode de lissage de courbe sur ordinateur. On a aussi appliqué une méthode de lissage de courbe pour trouver une expression donnant la pression de la vapeur en fonction de la température et de la concentration, avec une marge d'erreur d'un demi-pour cent ou moins.

La colonne de contact représentait la seule composante requise pour la TPC à hydroxyde de sodium, et le succès technique aussi bien que la viabilité économique de l'installation seront fonction de cette composante. On a établi des méthodes de conception pour une colonne de contact à garniture de type ouvert. On s'est servi d'un programme informatique de calcul des tableaux financiers pour effectuer les calculs laborieux de transfert de chaleur et de masse en procédant étape par étape et en utilisant les propriétés thermodynamiques établies au cours des phases précédentes de l'étude.

On a conçu un évaporateur à circulation forcée mono-étage pour régénérer l'hydroxyde de sodium dilué sortant de la colonne de contact.

On a préparé des fiches techniques pour la colonne de contact, le régénérateur et le reste du matériel classique de l'installation.

On a étudié en détail les propriétés des matériaux et, aux températures et concentrations existant dans l'installation, le nickel pur a donné un rendement plus que suffisant. On a cependant étudié d'autres matériaux, en vue de réduire les coûts d'investissement, et les matériaux qui offrent les plus grandes possibilités de réduction des coûts semblent être les

stratifiés à deux polymères. Ces stratifiés sont composés d'une base de plastique renforcé par de la fibre de verre revêtue en surface par un polymère fluoré de rendement élevé, par exemple le PTFE.

La figure 1 représente et décrit la configuration du système.

DONNÉES

Application :	Séchage du papier
Source de chaleur résiduelle :	Vapeur à basse pression
Puissance de sortie :	17 400 kW
CP :	Non disponible
Coût d'investissement :	3 000 000 $
Période de récupération :	2,7 ans

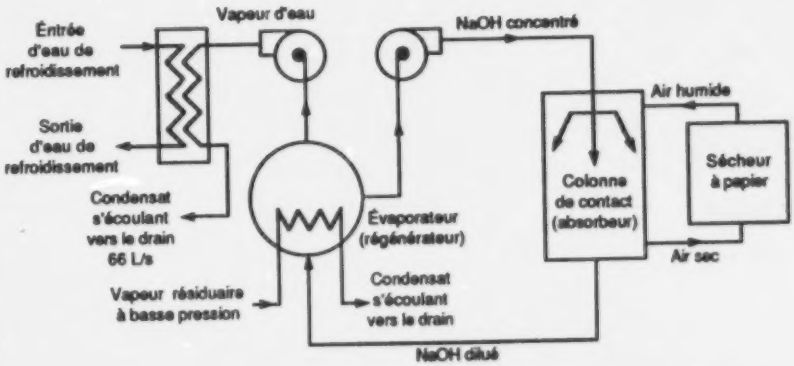

Figure 1. Thermopompe chimique à absorption au NaOH à cycle ouvert utilisée pour le séchage.

L'air chaud et humide provenant du matériel de séchage du papier à une température de 77°C et contenant 15 % de vapeur d'eau en poids pénètre par le haut des colonnes de contact. Simultanément, une solution d'hydroxyde de sodium à 80°C contenant 40 % d'eau est pulvérisée par le haut des colonnes et se mélange à l'air humide. Il se produit une réaction chimique, de nature exothermique, lorsque le mélange air/hydroxyde de sodium descend dans les colonnes, et il y a un transfert de chaleur et de vapeur d'eau entre l'air et l'hydroxyde de sodium. Il en résulte une réduction de la teneur en vapeur d'eau et une élévation de la température de l'air, de même qu'une augmentation de la teneur en vapeur d'eau et une élévation de la température de l'hydroxyde de sodium. L'air sort par la base des colonnes à une température de 106°C et contient 11 % de vapeur d'eau; l'hydroxyde de sodium à une température de 107°C et contenant 42 % d'eau est recueilli dans un réservoir de condensat à la base des colonnes.

L'air plus chaud et plus sec est retourné au matériel de séchage du papier après avoir traversé un dispositif antibuée qui élimine toute trace d'hydroxyde de sodium transporté.

L'hydroxyde de sodium dilué passe dans un évaporateur où il est régénéré (c.-à-d. que l'humidité absorbée dans les colonnes de contact est éliminée); il est par la suite retourné aux colonnes.

La pression de fonctionnement du côté primaire de l'évaporateur est maintenue au-dessous de la pression atmosphérique, de sorte que la température de saturation soit basse et que par conséquent la température de sortie de l'hydroxyde de sodium soit basse aussi. Le fluide de régénération est de la vapeur à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique du côté secondaire de l'évaporateur, qui chasse efficacement par ébullition l'excès d'eau de l'hydroxyde de sodium. La vapeur d'eau extraite est condensée dans un condenseur refroidi à l'eau de service provenant d'une source disponible.

Analyse économique

On a préparé des estimations des engagements pour le projet. Le coût d'investis sement pour l'installation ayant une capacité égale à celle du sécheur grandeur réelle, soit 17,4 MW, était de 2 992 000 $, et celui de l'installation ayant 25 % de la capacité du sécheur grandeur réelle, c'est-à-dire 4,4 MW, était de 1 381 000 $.

De la phase d'étude et de conception à la phase d'utilisation expérimentale, il faudrait respectivement 40 mois et 46 mois pour l'installation ayant 25 % de la capacité du sécheur grandeur réelle et pour l'installation ayant la même capacité que celui-ci.

L'analyse économique a donné une période de récupération actualisée de 2,7 ans pour l'installation ayant la même capacité que le sécheur grandeur réelle et, en raison du coût unitaire relatif plus élevé, une période moins intéressante de 6,5 ans pour l'installation ayant 25 % de cette capacité. Ces résultats sont basés sur des comparaisons avec des systèmes alimentés au gaz.

On a comparé d'autres systèmes à thermopompe avec la TPC et on a préparé des bilans calorifiques pour les différents types de systèmes, notamment les thermopompes au méthanol, à recompression de vapeur mécanique et à thermocompresseur. On en est venu à la conclusion que dans les situations où on dispose de vapeur résiduaire à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique, la thermopompe chimique est très concurrentielle avec les autres systèmes.

Recommandations

Une prochaine étape logique serait la construction d'un modèle d'essai ayant un demi-pour cent de la capacité d'un sécheur à papier grandeur réelle afin de vérifier et optimiser les méthodes de conception. De plus, il faut augmenter la précision des données thermodynamiques et intensifier la recherche de marché pour les matériaux.

Pour réaliser le transfert de la technologie à l'industrie, il faut remplir deux conditions préalables : d'abord, établir une liste complète des applications; en second lieu, construire une installation de démonstration à échelle moyenne.

SÉCHAGE DU GRAIN

Le Conseil national de recherches du Canada (Ottawa) a élaboré cette étude de modèle, qui date de juillet 1984.

Raison du Projet

On utilise des installations de séchage du grain afin d'accroître la production et le revenu des fermes. La teneur en humidité et l'uniformité sont les plus importants facteurs de la qualité du grain. Pour chaque augmentation d'un pour cent de la teneur en humidité au-dessus d'une teneur de 15 %, il y a généralement une réduction de deux pour cent du prix du grain. Un cultivateur qui ne fait pas le séchage du grain doit récolter plus tard, ce qui a pour effet d'augmenter ses pertes dans les champs. De plus, il doit vendre ses récoltes immédiatement, sans quoi elles risquent de moisir, et il ne peut par conséquent pas jouir des augmentations de prix de 25 % ou plus qui sont fréquentes quelques mois après la période des récoltes.

Il est possible d'utiliser des séchoirs à grains à thermopompe comprenant des échangeurs de chaleur à caloduc intégrés à la place des séchoirs à combustible classiques et de réduire ainsi de façon appréciable les coûts de l'énergie. Les fonctions de récupération de chaleur et de déshumidification du système accroîtraient la rentabilité du procédé de séchage du grain.

L'objectif de l'étude était de faire une ébauche d'un modèle qui pourrait être perfectionné en vue de devenir un système à thermopompe applicable au séchage du grain.

Caractéristiques du modèle

On a identifié les caractéristiques suivantes du séchoir à thermopompe :

- la thermopompe devrait fonctionner en cycle continu pour que le rendement soit maximum;
- l'air entrant dans le séchoir refroidit d'abord le grain; la chaleur résiduelle peut être recyclée et le grain peut être stocké immédiatement;
- l'épaisseur du grain ne devrait pas dépasser 1 m de façon à réduire la puissance requise pour la soufflante;
- le système devrait pouvoir être adapté au séchage de plusieurs variétés de grains et haricots de façon à accroître l'utilisation du séchoir;
- la température du grain ne devrait pas dépasser 50°C.

Étude du système

Le séchoir à thermopompe proposé récupère à la fois la chaleur latente de vaporisation de l'humidité extraite du grain et la chaleur sensible de

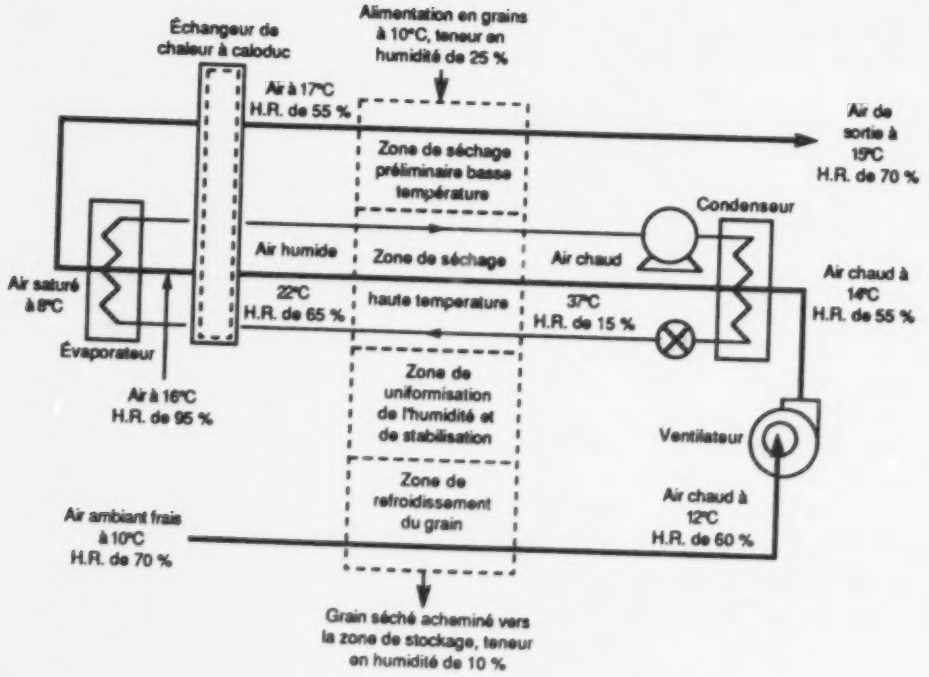

Figure 1. Application d'une thermopompe dans un système de séchage du grain.

Le grain pénètre par le haut et traverse quatre zones. Dans la zone de séchage préliminaire basse température, un volume élevé d'air à basse température assure le nettoyage et le séchage initial. Dans la zone de séchage haute température, l'air à température élevée et basse vitesse assure une réduction importante de la teneur en humidité. La zone suivante assure l'uniformisation de l'humidité et la stabilisation. Dans la dernière zone, le grain est refroidi, puis il est transféré à la zone de stockage.

L'air ambiant entre par la base du séchoir à grain, traverse le grain chaud (zone de refroidissement du grain), refroidissant ainsi ce dernier et récupérant la chaleur. L'air chaud est poussé dans le condenseur de la thermopompe, où il absorbe encore de l'énergie. L'air réchauffé traverse le grain (zone de séchage haute température) où il absorbe l'humidité. L'air pénètre ensuite dans le caloduc où il est refroidi jusqu'à l'état de saturation. Dans l'évaporateur, l'air est encore refroidi, ce qui provoque l'extraction de l'humidité par condensation. L'air froid et sec est ensuite réchauffé par le caloduc, puis il est utilisé pour le séchage initial et le nettoyage du grain, et il est finalement rejeté à l'extérieur.

l'air chaud du séchoir. Un échangeur de chaleur à caloduc est intégré au modèle, ce qui permet de réduire la capacité requise de la thermopompe. Le système est représenté et décrit en détail à la figure 1. Dans l'illustration, on peut identifier deux "parcours" entrecroisés : un pour l'air et un pour le grain.

Le choix du compresseur de la thermopompe devrait se faire en fonction des conditions d'utilisation les moins favorables prévues pendant la saison de séchage. Le grain peut arriver à une température de 25°C et avec une

teneur en humidité de 30 %, et l'air ambiant peut avoir une température de 25°C mesurée au thermomètre sec et un point de rosée de 19°C.

L'échangeur de chaleur à caloduc joue le rôle d'un pré-refroidisseur de l'air sortant de la zone de séchage à température élevée et non celui d'un déshumidificateur, comme on pourrait le croire. C'est l'évaporateur de la thermopompe qui agit comme déshumidificateur.

Les conduits d'air devraient être en nombre plus élevé au début de la zone de séchage à température élevée de façon que le grain entrant dans la zone soit amené à une température élevée le plus rapidement possible. Comme le grain devient plus sec au centre et à la partie inférieure de cette zone, le nombre de conduits d'air peut être réduit dans ces parties de façon à réduire le volume d'air. On veut faire en sorte que toutes les parties de cette zone du séchoir fournissent à l'évaporateur de l'air ayant une forte teneur en humidité. Le trajet de moindre résistance devrait être vers le bas et en diagonale, de façon que des écoulements concourrants s'établissent et qu'aucune colonne verticale de grain ne soit laissée sans ventilation. Les écoulements concourrants permettent d'améliorer l'efficacité du séchage de façon appréciable.

Facteurs économiques

On a comparé le modèle à thermopompe avec d'autres systèmes mentionnés dans la documentation, et on a constaté qu'il offrait de grandes possibilités de réduction de la consommation d'énergie :

Modèle à thermopompe/caloduc	1200 kJ/kg d'eau extrait
Modèle à thermopompe de la Westinghouse	1600 kJ/kg d'eau extrait
Systèmes de séchage classiques à combustible fossile	3400 à 9000 kJ/kg d'eau extrait

On prévoit donc que le séchoir à thermopompe proposé consommera de 65 à 87 % moins d'énergie que les séchoirs à combustible fossile.

Conclusions

Le séchoir à thermopompe comprenant un échangeur de chaleur à caloduc intégré offre la possibilité de sécher le grain avec un faible apport énergétique et à des températures qui permettent d'obtenir un produit de haute qualité. L'utilisation d'un caloduc dans le circuit de séchage permet d'accroître le rendement et de réduire la grosseur du matériel mécanique.

Le séchoir à thermopompe devrait être un nouveau système et non un séchoir existant qui aurait été converti.

Recommandations

Pour déterminer le meilleur système, il faut étudier de façon plus approfondie les paramètres inconnus suivants :

- l'épaisseur de grain optimale pour l'extraction de l'eau;
- l'existence de sources d'énergie suffisantes ou de sources d'énergie électrique de rechange aux installations commerciales de séchage du grain;
- le nombre d'emplacements de séchoirs et le marché potentiel;
- les autres types de plantes cultivées qui peuvent être traitées.

SÉCHAGE DU BOIS

Le Conseil national de recherches du Canada à Ottawa (Ontario) a réalisé cette étude de modèle interne, qui date de mars 1984. Ce modèle a été mis au point initialement en vue d'une application possible dans les séchoirs à bois des Industries James Maclaren Incorporé de Masson (Québec).

Raison du projet

Contrairement aux procédés de séchage du bois classiques qui utilisent de l'air réchauffé pour extraire l'humidité, les thermopompes peuvent être utilisées pour déshumidifier l'air (de façon à augmenter sa capacité d'extraction de l'humidité) avant qu'il soit chauffé et utilisé dans le procédéde séchage. Étant donné que l'air a une moins forte teneur en humidité, le bois peut être séché à des températures plus basses, ce qui permet d'améliorer la qualité du produit.

L'objectif de cette étude était d'élaborer un concept utilisable dans un système de déshumidification et de chauffage par thermopompe destiné aux séchoirs à bois.

Procédé de séchage

L'eau contenue dans le bois se retrouve en trois endroits : en surface, sous forme d'humidité, dans les cellules, sous forme d'eau libre, et dans les membranes cellulaires et entre les fibres, sous forme d'eau liée.

Cette eau doit être extraite avec beaucoup de précaution. La structure des cellules du bois peut être endommagée et les membranes des cellules peuvent s'effondrer lorsque l'eau libre est extraite trop rapidement. L'eau liée doit aussi être extraite avec beaucoup de soin de façon que le rétrécissement associé du bois du séchoir ne crée pas de contraintes entre les parties sèches et les parties humides, car ces contraintes provoquent des gerces et des fentes traversantes.

Le système de séchage doit être souple afin de pouvoir être adapté aux différentes charges de bois; il doit pouvoir s'adapter aux divers programmes de séchage qui permettent d'obtenir du bois séché de haute qualité, selon le type et les dimensions du bois.

Étude du système

La thermopompe a pour principale fonction d'extraire l'humidité contenue dans l'air qui a traversé le bois à sécher, et cette fonction est accomplie de la façon la plus efficace lorsque l'air entrant dans l'évaporateur est saturé. Pour réaliser cette condition, on utilise un échangeur de chaleur à caloduc qui prérefroidit l'air humide avant qu'il entre dans l'évaporateur. L'air saturé traverse ensuite l'évaporateur dans lequel il est refroidi au-dessous de sa température de saturation, ce qui produit une condensation de l'humidité (déshumidification). L'air froid et sec obtenu est chauffé avant d'être acheminé vers le séchoir. Le système est décrit en détail à la figure 1.

L'addition d'un échangeur de chaleur à caloduc à une thermopompe permet une augmentation de sa capacité d'extraction d'humidité pouvant atteindre 50 % ou une réduction de 25 % de la capacité du système pour un taux équivalent d'extraction d'humidité.

Le système proposé comprendrait trois thermopompes placées côte à côte. Cette option permettrait d'utiliser une, deux ou trois thermopompes de façon à étager la capacité, d'utiliser les moteurs des compresseurs individuels à la charge d'efficacité maximum et de combiner avec souplesse les capacités des systèmes individuels. On peut adapter le système aux conditions variables de teneur en humidité initiale et aux différents types de bois en choisissant une combinaison compresseur de tête/compresseur de queue adaptée au programme de séchage requis. La capacité de fonctionnement en mode combiné de tous les compresseurs serait compatible avec la capacité maximum de séchage du séchoir.

Conclusion

Un séchoir à bois à thermopompe comprenant un échangeur de chaleur à caloduc intégré permet de sécher le bois avec un faible apport énergétique (et

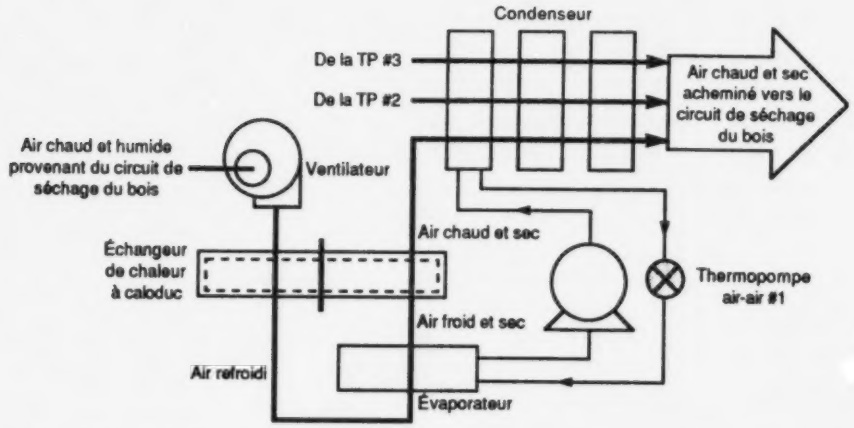

Figure 1. Déshumidificateur à thermopompe destiné à un séchoir à bois.

L'air humide provenant du séchoir à bois est prérefroidi dans le caloduc. Il pénètre ensuite dans l'évaporateur en état de saturation, où il est encore refroidi, ce qui entraîne la condensation de l'humidité qu'il contient. Cet air froid et sec est réchauffé lorsqu'il traverse l'échangeur de chaleur à caloduc. L'air sec devient encore plus chaud lorsqu'il traverse le serpentin du condenseur avant d'être acheminé vers le séchoir à bois.

L'unité de déshumidification à thermopompe de la figure ci-dessus est identifiée comme la thermopompe #1. Elle constitue l'une des trois unités qui peuvent fonctionner séparément ou de façon combinée, ce qui donne de la souplesse au système au plan de sa capacité. Le système peut être adapté en fonction des conditions variables de teneur en humidité et des types de bois. Tous les ventilateurs du système fonctionnent de façon continue, ce qui a pour effet de réduire la pression de condensation et d'augmenter le CP lorsqu'on utilise une ou deux unités, étant donné que l'énergie est rejetée dans trois courants d'air.

par conséquent à un coût peu élevé) comparativement aux séchoirs classiques, parce qu'il offre la possibilité de combiner la déshumidification et le chauffage de l'air. Il permet aussi d'effectuer le séchage à différentes vitesses, ce qui se traduit par la production de bois traité de haute qualité.

SÉCHAGE DES TOILES

La société Sunwell Engineering Co. de Concord (Ontario) a effectué cette étude de faisabilité entre août 1982 et février 1983.

Raison du projet

Une quantité appréciable d'énergie est consommée dans l'industrie pour faire vaporiser l'eau dans les procédés de séchage des bandes de toile en continu, par exemple les feuilles abrasives, les tapis, etc.

Les principaux objectifs de l'étude étaient les suivants :

- étudier la possibilité de réaliser la déshumidification à l'aide d'une thermopompe dans un séchoir de toiles en continu;
- choisir le matériel, préparer une étude technique et évaluer la viabilité économique du système à thermopompe.

Systèmes de séchage des toiles actuels et proposés

La société Canada Sandpaper de Plattsville (Ontario) avait besoin de denim comme support d'un de ses papiers de verre. Le denim a été lavé, enroulé, puis séché dans un séchoir à rame chauffé à la vapeur. Le système existant, à convection forcée, utilisait de la vapeur à 121°C pour préchauffer la toile et la sécher ensuite. Ce système avait un inconvénient important : il fallait évacuer continuellement l'air chaud du séchoir afin de maintenir le degré d'humidité relative nécessaire. La chaleur latente et la chaleur sensible étaient perdues, et les polluants provenant de la toile brute étaient rejetés dans l'environnement.

Le système proposé utilise une thermopompe. Deux condenseurs fournissent la chaleur requise pour l'évaporation : l'un à une courroie transporteuse pour le préchauffage de la toile par conduction en circuit fermé, et l'autre à l'air d'alimentation du séchoir à convection forcée. Du côté évaporateur de la thermopompe, l'humidité est extraite de l'air plus sec par condensation (voir figure 1). La chaleur latente et la chaleur sensible sont toutes deux récupérées.

Le condenseur à plaques doit être construit sur mesure. Il doit être fait en acier inoxydable, et avoir une surface plane d'un côté et une surface ondulée de l'autre côté. La largeur est fonction de la plus grande dimension de toile produite et la longueur est d'environ 15 m. La surface plane à la partie supérieure assure le transfert de chaleur par contact entier entre la toile et le frigorigène.

Facteurs économiques

On a comparé les facteurs économiques des sytèmes actuels et des systèmes proposés. Voici un résumé des résultats obtenus en se basant sur des capacités identiques d'extraction d'eau (213 kg/h), à raison de 4000 h/a d'utilisation, et pour une température ambiante moyenne de -9,4 °C.

SYSTÈME EXISTANT :

Consommation d'énergie	2761 kW
Consommation d'énergie spécifique	46 691 kJ/kg
Coût d'énergie total	154 250 $

SYSTÈME DE DÉSHUMIDIFICATION À THERMOPOMPE :

Consommation d'électricité	245 kW
Consommation d'énergie spécifique	656 kJ/kg
Coût d'énergie total	72 000 $
Coût d'investissement total	250 000 $

COMPARISON :

Réduction de la consommation d'énergie	83,6 %
Réduction du coût de l'énergie	53,0 %
Économies annuelles	82 250 $
Période de récupération	3,0 ans (prix du combustible en 1982)

Conclusions

On a conçu un système de déshumidification à thermopompe donnant des économies estimées au plan des coûts de l'énergie de 82 250 $ par année et une période de récupération de 3,0 ans.

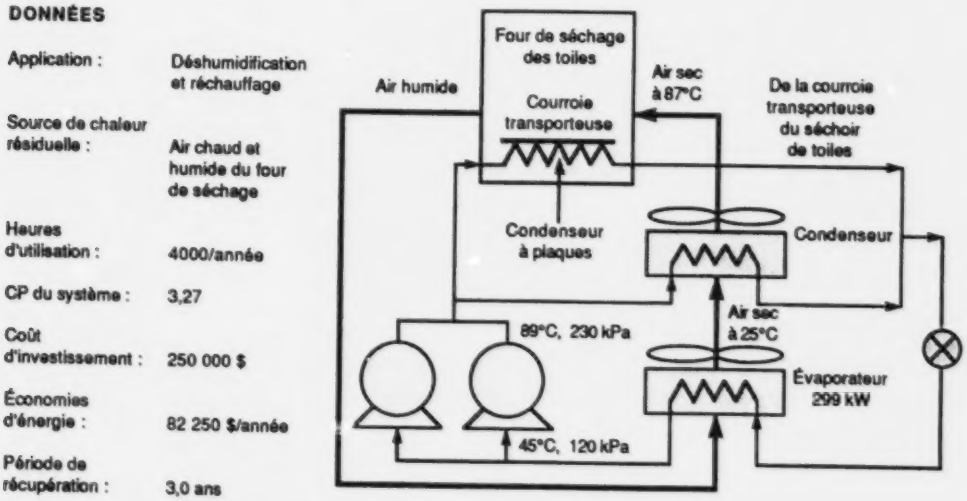

Figure 1. Système de déshumidification à thermopompe destiné à un séchoir de toiles en continu de la société Canada Sandpaper.

Dans l'illustration ci-dessus, l'humidité de l'air chaud du four se condense dans l'évaporateur. Les deux condenseurs, fonctionnant à 87°C, transfèrent de la chaleur à la bande transporteuse de préchauffage et réchauffent l'air d'alimentation du four. La frigorigène et l'air circulent tous deux dans des circuits fermés. Après ces modifications, on n'a plus besoin d'air d'appoint, étant donné qu'il n'y a plus de rejet d'air.

Mise à jour

Malgré la rentabilité intéressante de ce système à thermopompe, la société Canada Sandpaper a décidé de ne pas l'adopter en raison des investissements requis.

COMMERCIALISATION DU HOMARD

La société Interprovincial Engineering de Halifax (Nouvelle-Écosse) a effectué cette étude de faisabilité entre août 1982 et mars 1984.

Raison du projet

L'eau de mer est utilisée dans l'industrie canadienne du conditionnement du poisson et elle peut être utilisée comme source de chaleur dans de nouvelles applications des thermopompes. Les propriétaires de la société Clearwater Lobster de la Nouvelle-Écosse étaient intéressés à un système à thermopompe permettant de refroidir l'eau de mer et de chauffer l'eau industrielle. L'objectif de l'étude était l'évaluation de la faisabilité technique et économique d'un système à thermopompe destiné à l'usine de la Clearwater.

Étude du système

La Clearwater Lobster maintient un débit constant d'alimentation en eau de mer fraîche dans son réservoir et un débit équivalent de drainage d'eau à partir de ce réservoir. Le système à thermopompe a été conçu de la façon indiquée à la figure 1, de telle sorte que l'eau de mer fraîche soit refroidie à une température d'environ 2°C. L'eau à usage industriel est chauffée jusqu'à 60°C.

Pendant les mois d'été, lorsque la demande de froid est la plus forte, un échangeur de chaleur prérefroidit l'eau de mer en entrée à l'aide de l'eau précédemment refroidie qui est drainée à partir du réservoir. La thermopompe produit plus d'énergie qu'il en faut pour répondre aux besoins de chauffage de l'eau industrielle, et l'excès de chaleur est rejeté par un refroidisseur à évaporation forcée.

Les matériaux utilisés pour la fabrication des composantes du système doivent être choisis en tenant compte de la résistance à la corrosion et de la non-toxicité pour le homard. Ces conditions ont limité le choix au titane, aux plastiques et au verre. Étant donné son coût peu élevé, le plastique PVC a été choisi pour tous les tuyaux et raccords de tuyaux. On a choisi le titane pour l'échangeur de chaleur et l'évaporateur. (Les échangeurs de chaleur en verre ne peuvent pas satisfaire aux normes de sûreté

DONNÉES

Application :	Alimentation en eau industrielle
Source de chaleur résiduelle :	Eau de mer
Puissance de sortie de la thermopompe :	614 kW
Fluide de travail :	R_{12}
CP :	3
Coût d'investissement :	418 000 $
Économies d'énergie :	66 000 $
Économies de production :	162 000 $
Économies totales :	228 000 $
Période de récupération :	1,8 an

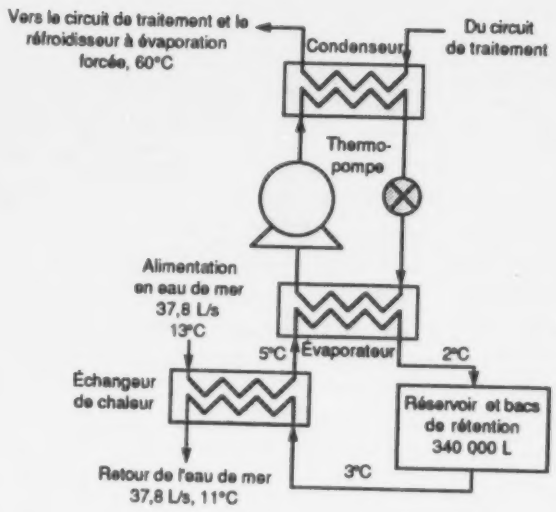

Figure 1a. Application de la réfrigération par thermopompe à la société Clearwater Lobsters Ltd.

Pendant l'été, lorsque la température de l'eau de mer est supérieure à 4,8°C, l'eau de mer en entrée est prérefroidie par l'échangeur de chaleur, à l'aide de l'eau refroidie précédement qui est drainée à partir du réservoir. Des températures représentatives sont indiquées. Le débit de l'eau de mer est constant pendant toute l'année, à 37,8 L/s.

relatives à la pression et on n'a pu trouver aucun échangeur de chaleur en plastique approprié produit de façon standard.)

On a choisi un échangeur de chaleur à plaques en raison de son rendement élevé, de sa compacité et de sa facilité d'entretien, étant donné que les plaques individuelles peuvent être retirées pour fins d'inspection et de nettoyage. L'échangeur de chaleur à plaques et le côté de l'arrivée d'eau du condenseur devront être nettoyés à intervalles réguliers, qui sera déterminé en cours d'utilisation.

Analyse économique

On a estimé que le refroidissement du réservoir et des bacs de rétention représentait pour la production de homards des économies de 162 000 à 492 000 $. Ces économies ont été attribuées à la réduction du cannibalisme (les métabolismes sont plus bas dans l'eau froide), à l'augmentation de la durée de vie des stocks (permettant des ventes lucratives pendant les

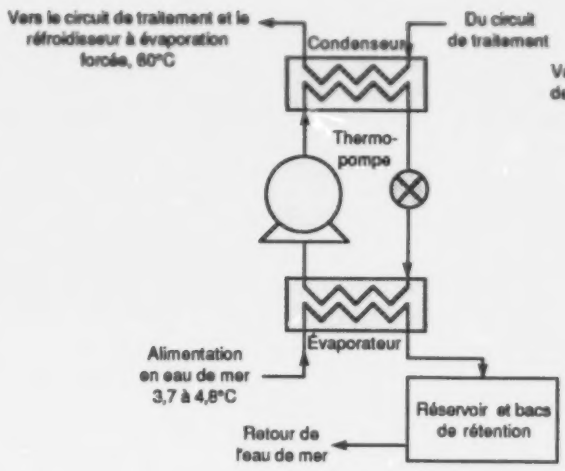

Figure 1b. Application de la réfrigération par thermopompe à la société Clearwater Lobsters.

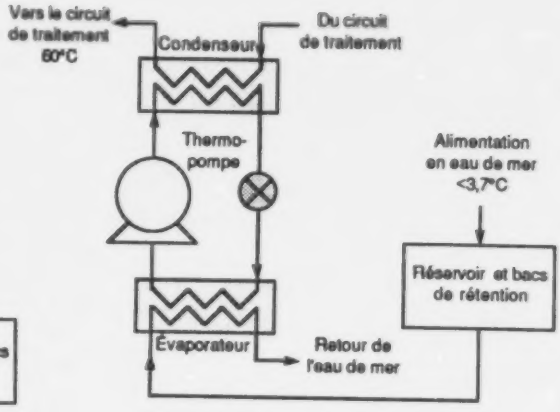

Figure 1c. Application d'une thermopompe en l'absence de demande de froid à la société Clearwater Lobsters.

Pendant certaines périodes du printemps et de l'automne, il n'est pas nécessaire de prérefroidir l'eau de mer en entrée, lorsque sa température est comprise entre 3,7 et 4,8°C. On contourne alors l'échangeur de chaleur, et la thermopompe répond à la demande complète de refroidissement.

Pendant l'hiver, lorsque la température de l'océan est inférieure à 3,7°C, l'eau de mer en entrée contourne l'échangeur de chaleur et la thermopompe puisqu'il n'y a pas de demande de refroidissement. Pour répondre aux besoins d'eau industrielle de l'usine, on fait circuler l'eau de mer du réservoir dans la thermopompe et on la refroidit avant de la retourner finalement à l'océan.

périodes de prix maximum) et à la lutte contre les maladies (la gaffkémie, une maladie mortelle chez le homard, reste latente dans l'eau froide). On a prévu que les coûts du chauffage de l'eau industrielle seraient réduits de 66 000 $. Les réductions annuelles prévues des coûts de production et d'énergie combinés sont donc d'au moins 228 000 $. Avec un coût d'investissement estimé de 418 000 $, le système à thermopompe aurait une période de récupération maximum de 1,8 an.

Les avantages économiques offerts par les thermopompes utilisant l'eau de mer comme source de chaleur dans d'autres applications peuvent être déduits de la présente étude. Dans cette dernière, une partie de la chaleur produite par la thermopompe est rejetée dans l'atmosphère par un refroidisseur à évaporation forcée. L'utilisation de toute la chaleur produite (y compris la chaleur rejetée dans l'atmosphère) pour le chauffage de l'eau industrielle entraînerait des économies de 135 000 $ au plan des coûts de l'énergie. Par conséquent, une thermopompe du type décrit précédemment, valant 418 000 $, utilisée dans une autre installation industrielle où on utiliserait toute la chaleur produite aurait une période de récupération de 3,1 ans.

Un grand nombre d'industries et d'établissements commerciaux au Canada utilisent actuellement d'importants volumes d'eau de mer de façon continue ou y ont accès. Dans l'industrie du conditionnement du poisson, on estime qu'une installation moyenne a la capacité de pomper 2,1 milliards de litres d'eau de mer par année. La chaleur récupérable de toute l'eau de mer qui circule dans l'ensemble des usines de conditionnement du poisson au Canada remplacerait l'équivalent de 555 millions de litres de pétrole par année, ce qui représente 160 millions de dollars (1983). Étant donné que la plupart des usines de conditionnement du poisson sont situées dans les provinces atlantiques, cette mesure aurait pour effet de réduire la dépendance du Canada par rapport aux importations de pétrole.

Conclusions

À la société Clearwater Lobster, on a prévu que le système à thermopompe aurait une période de récupération de deux ans, en se basant sur l'augmentation de la production de homards et la réduction des coûts de l'énergie. On prévoit qu'une thermopompe utilisant l'eau de mer comme source de chaleur utilisée pour le chauffage dans d'autres installations industrielles aura une période de récupération d'environ trois ans.

Mise à jour

Le système a été installé à la société Clearwater Lobster, et on analyse présentement son rendement. Un rapport d'analyse du rendement et de vérification de la rentabilité a été demandé par le CNRC, et on prévoit qu'il sera terminé au printemps 1986.

TRAITEMENT DE LA PHOTO - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE

La société James F. Hickling Ltd. d'Ottawa (Ontario) a effectué cette étude de faisabilité entre avril et septembre 1984.

Raison du projet

Les machines de traitement de la pellicule et du papier utilisées dans l'industrie du traitement de la photo consomment de grandes quantités d'eau chaude de service. Après avoir été chauffée et utilisée comme eau de lavage des machines de traitement, l'eau est drainée vers l'égout. La technologie des thermopompes permet de récupérer l'énergie contenue dans cette eau résiduaire pour préchauffer l'eau de lavage des machines de traitement.

Les objectifs de ce projet étaient les suivants :

- présenter un profil du secteur du traitement de la photo au Canada, au moyen de données qualitatives et quantitatives sur l'utilisation finale de l'énergie dans un laboratoire type de traitement de la photo et dans l'ensemble du secteur;

- préparer un rapport sur la viabilité économique, les coûts d'investissement, les avantages et la période de récupération d'un système à thermopompe permettant de récupérer la chaleur de l'eau résiduaire.

Sondage dans l'industrie

On a réalisé un sondage auprès de 75 laboratoires de développement photographique et fournisseurs de matériel de traitement de la photo.

On a trouvé que le gaz naturel était le combustible le plus souvent utilisé dans les laboratoires qui ont fait l'objet de l'étude : 85 % utilisaient du gaz naturel, 10 %, de l'électricité et 5 % n'ont pas fourni de réponse à cet effet. Cependant, on ne disposait pas de données relatives au coût, étant donné que les exploitants des laboratoires n'ont pas isolé le coût de l'alimentation en eau chaude de leurs machines de traitement de la photo des coûts totaux de l'énergie.

On a constaté que l'industrie du traitement de la photo est divisée comme suit : d'une part, les laboratoires classiques, qui utilisent un grand nombre de machines de traitement de la pellicule et du papier, et d'autre part, les "mini-laboratoires" qui utilisent habituellement une seule machine de traitement de la pellicule et du papier. Les mini-laboratoires sont souvent situés dans les secteurs achalandés, par exemple les centres d'achat ou les grands magasins.

L'industrie a manifesté beaucoup d'intérêt pour la récupération de la chaleur contenue dans l'eau résiduaire. Cependant, aucun des mini-laboratoires et seulement 23 % des laboratoires classiques utilisaient un système de récupération de l'énergie dans leurs procédés. Dans les laboratoires classiques, on a trouvé que les échangeurs de chaleur à plaques, en plus d'être disponibles sur le marché, convenaient bien pour l'application envisagée.

Planification et conception

On a trouvé que 30 % des laboratoires de traitement de la photo sont situés dans le Toronto métropolitain. On a donc choisi un mini-laboratoire situé dans le centre-ville de Toronto comme laboratoire représentatif de l'industrie.

On a choisi ce site principalement pour que la technologie des thermopompes soit bien mise en évidence; une partie importante de l'industrie est située dans le Toronto métropolitain et la concurrence entre les exploitants est forte.

Le site choisi possédait aussi tous les attributs nécessaires à la réussite de l'installation d'un système de récupération de la chaleur des eaux résiduaires : accès au matériel et aux systèmes d'approvisionnement avec moyens de les commander, compteurs séparés et chauffage de l'eau au gaz naturel.

L'étude technique préliminaire a porté sur l'élaboration du concept, l'analyse de charge, le choix des composantes, l'intégration de système et le choix de commandes de système adéquates. On a aussi entrepris l'analyse du traitement, notamment de la température à laquelle l'eau chaude domestique est fournie aux machines de traitement, de la température et des débits de l'eau résiduaire, et de la température et des débits de l'eau municipale.

L'alimentation en eau chaude et le drainage de l'eau résiduaire se font de façon continue dans les opérations de traitement de la photo (plutôt que de façon transitoire, comme c'est le cas dans le secteur des services de buanderie et de nettoyage à sec). On n'a eu besoin ni de réservoirs de stockage ni de robinets de réglage pour optimiser la récupération de l'énergie contenue dans l'eau résiduaire. La configuration de système proposée est montrée à la figure 1.

L'analyse des données d'essai a permis de déterminer la teneur en chaleur de l'eau résiduaire. Pour être en mesure de terminer l'évaluation du site d'essai, on a effectué une vérification énergétique dans laquelle on a utilisé notamment des données physiques et opérationnelles concernant les immeubles, des renseignements relatifs aux coûts des services publics et des données sur le matériel.

Analyse économique

On a réalisé que l'installation de systèmes à thermopompes pour récupérer la chaleur contenue dans l'eau résiduaire dans le secteur du traitement de la photo n'est pas rentable pour le moment. Cette situation est due aux tarifs élevés de l'électricité dans l'ensemble de l'Ontario, et plus particulièrement à Toronto, ce qui entraîne des coûts d'exploitation plus élevés que l'utilisation du gaz naturel.

Les coûts des services publics, incluant les coûts de l'énergie électrique consommée par la thermopompe, sont de 7 ¢ à 9 ¢/kWh, tandis qu'ils sont de 1,8 ¢/kWh lorsqu'on utilise le gaz naturel. À l'aide des techniques d'analyse d'actualisation, on a calculé des périodes de récupération actualisées de l'ordre de 6 à 10 ans.

Conclusions

Le projet a permis d'établir un profil de l'industrie canadienne du traitement de la photo et de l'attitude favorable qu'on y retrouve face aux questions d'économies d'énergie.

En général, on a trouvé que l'application de systèmes à thermopompe pour récupérer la chaleur dans le secteur du traitement de la photo n'est pas rentable en raison des longues périodes de récupération.

D'après le sondage effectué auprès de l'industrie, les échangeurs de chaleur sont présentement une solution préférable pour la récupération de chaleur.

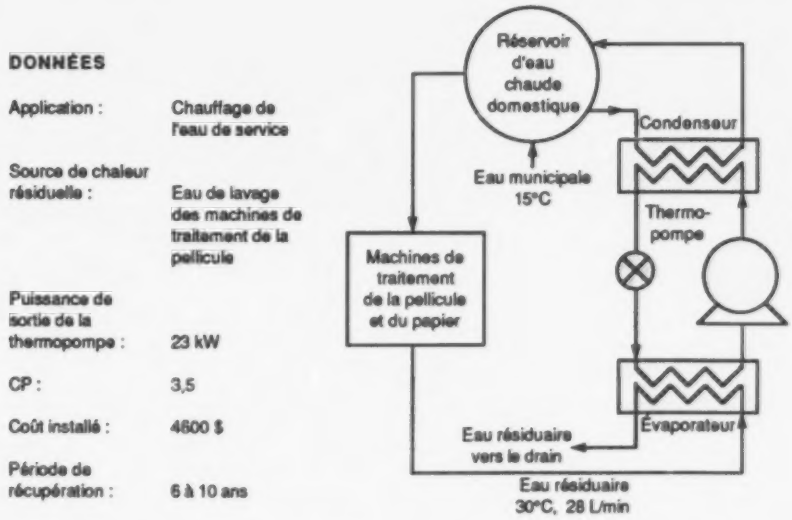

Figure 1. Installation proposée d'un système à thermopompe pour la récupération de la chaleur contenue dans l'eau résiduaire d'un laboratoire de traitement de la photo

L'eau de lavage chaude provenant des machines de traitement est acheminée vers l'évaporateur d'une thermopompe Fedders. La chaleur est extraite de l'eau résiduaire dans l'évaporateur. La thermopompe élève la température de cette chaleur récupérée et, dans le condenseur, la transfère à l'eau de service fraîche. De l'eau à 60°C est fournie aux machines de traitement de la pellicule et du papier pour être utilisée comme eau de lavage.

RESTAURATION - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE

La société E.J. Faraci and Associate de Winnipeg (Manitoba) a effectué cette étude en deux parties. L'étude de faisabilité (phase "A") a été effectuée entre septembre 1982 et mars 1983. Le projet de démonstration

(phase "B") a été effectué entre septembre 1983 et novembre 1984, et il est résumé plus loin dans la présente revue (p. 86).

Raison du projet

D'après les données de Statistique Canada, les restaurants canadiens ont consommé 54 PJ d'énergie (1981), dont le coût est compris entre 268 et 536 milliions de dollars. Une autre étude, effectuée par l'Université du Manitoba, a montré que 10 % de cette énergie est requise pour le chauffage de l'eau. On prévoyait que cette consommation pourrait être réduite de 65 % par l'application de la technologie des thermopompes.

Les objectifs du projet étaient les suivants :

- identifier le rendement et la grosseur optimums d'un système à thermopompe servant à récupérer la chaleur dans un restaurant;
- choisir le matériel, préparer une étude technique et faire une analyse de la rentabilité, des avantages et de la période de récupération.

Capacité du système

On a choisi, pour effectuer l'étude de faisabilité, un restaurant Keg situé sur la rue Gary à Winnipeg. Cet établissement, qui détient une licence de débit de boisson, offre un service complet, et il a une salle à manger de 160 places et un bar-salon de 75 places.

D'après l'analyse des coûts des services publics, on a estimé que la consommation moyenne d'eau chaude était de 10 000 L/jour. En supposant une élévation de température de 55°C (de 10°C dans les canalisations à 65°C dans le réservoir d'eau chaude), on a estimé que les besoins annuels de chauffage de l'eau s'élevaient à 800 GJ, ce qui représente des coûts de 5600 $, soit environ 24 % des coûts totaux de l'énergie (d'après les prix du gaz naturel en 1982).

On a enregistré des données sur la consommation horaire d'eau chaude pendant une période de contrôle de deux semaines. En se basant sur une analyse des données de consommation et sur les limites de capacité du système (réservoir d'eau chaude existant et température de refoulement maximum du condenseur de 50°C) et en considérant que la thermopompe doit fonctionner de façon continue pendant les heures d'affaire pour accroître les bénéfices, on a obtenu une capacité de système de 20 kW.

La capacité a par la suite été réduite à 12 kW, compte tenu de deux facteurs. La demande d'eau chaude la plus courante dans un restaurant provient du lave-vaisselle, et si le but visé est de mettre au point un

système de récupération préassemblé disponible sur le marché, la capacité de ce système doit être établie en fonction de la charge du lave-vaisselle. La consommation d'eau chaude pourrait être réduite d'environ 20 % par l'application d'autres mesures d'économie d'énergie.

Étude du système

Un problème immédiat était le fait que les températures et pressions du frigori gène dans l'évaporateur ne pouvaient être supérieures à la température et à la pression moyennes du frigorigène dans le condenseur. Avec une eau résiduaire dont la température varie entre 15°C et 70°C et une eau de préchauffage dont la température est comprise entre 10°C et 60°C, ce problème se poserait. Pour l'éviter, on a installé un échangeur de chaleur eau résiduaire - eau de préchauffage domestique à contre-courant en série avec l'évaporateur (voir figure 1). Cet échangeur de chaleur, dont la capacité a été établie de façon qu'il fonctionne avec un rendement thermique de 50 % ou plus, assure que la température de l'eau résiduaire sera toujours égale ou inférieure à celle de l'eau de préchauffage. Il accroît aussi les économies d'énergie en permettant le transfert d'une grande partie de la chaleur résiduelle avec un très faible apport énergétique.

On a trouvé qu'une thermopompe Fedders préassemblée convenait bien pour ce système de récupération de la chaleur contenue dans l'eau résiduaire. Avec son compresseur rotatif, qui utilise du R12 plutôt que du R22, et un échangeur de chaleur à contre-courant coaxial à paroi double (grandes différences de température entre l'eau et le frigorigène), les températures de l'eau de l'évaporateur et du condenseur pourraient être égales sans que cela occasionne des problèmes de fonctionnement.

Facteurs économiques

Les facteurs de fiabilité et d'entretien constituaient les plus grandes "inconnues" de l'application proposée des thermopompes. Bien qu'une durée de vie prévue de dix ans soit normalement acceptée pour les compresseurs de thermopompes, un compresseur fonctionnant seize heures par jour dans une grande variété de conditions n'aura peut-être pas une durée si longue. Les recherches ont de plus indiqué que le grand pouvoir émulsifiant du détergent pour lave-vaisselle empêcherait l'accumulation de graisse dans le serpentin de l'évaporateur. Cependant, seule l'utilisation d'un prototype du système permettra de le vérifier. L'utilisation d'un système permettra aussi de déterminer la fréquence requise de lavage du réservoir et de lavage par inversion du courant. Les possibilités de récupération d'énergie pourraient heureusement compenser un accroissement raisonnable des besoins d'entretien et de remplacement du matériel (p. ex. nettoyage hebdomadaire et remplacement du compresseur à tous les cinq ans).

DONNÉES

Application :	Chauffage de l'eau de service
Source de chaleur résiduelle :	Eau résiduaire d'un restaurant
Frigorigène :	R_{12}
Puissance de sortie de la thermopompe :	12,8 kW
CP :	4,5
Coût installé :	14 700 $
Économies d'énergie :	3520 $
Période de récupération :	4,2 an

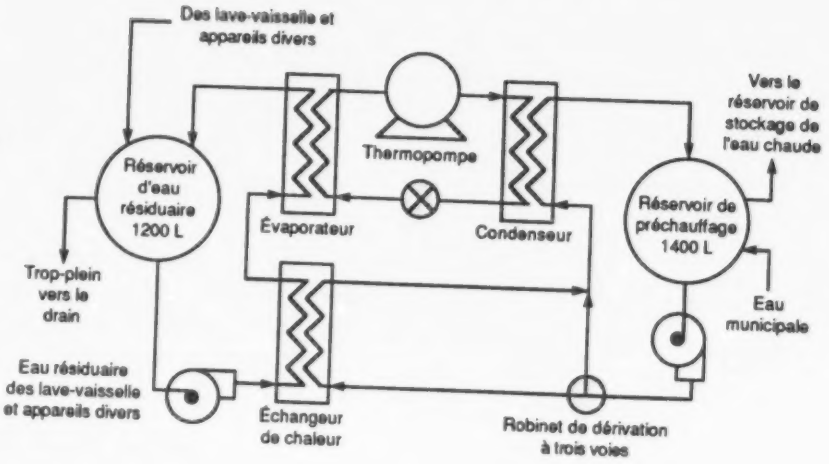

Figure 1. Système à thermopompe proposé pour la récupération de la chaleur contenue dans l'eau résiduaire d'un restaurant.

Lorsque les activités du restaurant commencent le matin et qu'une demande de chauffage d'eau domestique est créée, la thermopompe est mise en marche pour assurer le préchauffage de l'eau domestique. L'échangeur de chaleur est contourné, sans quoi l'eau résiduaire à base température extrairait de la chaleur du réservoir de préchauffage.

Après plusieurs heures de fonctionnement, la température dans le réservoir de préchauffage devient inférieure à la température dans le réservoir d'eau résiduaire. Les capteurs de température donnent un signal de déviation automatique de l'eau du réservoir de préchauffage pour qu'elle passe dans l'échangeur de chaleur. L'échangeur de chaleur transfère une grande partie de la chaleur contenue dans l'eau résiduaire avec un très faible apport énergétique.

Des systèmes construits sur mesure ne seraient pas rentables dans les restaurants. Il faudrait des systèmes prêts à installer pour qu'on obtienne une période de récupération acceptable de deux ou trois ans. On a estimé que le coût installé d'un tel système préassemblé ajouté à une installation existante est de 14 700 $ (4000 $ pour l'unité préassemblée et 10 700 $ pour l'installation) et que sa période de récupération est de 4,2 ans. Les facteurs économiques sont décrits en détail à la figure 1.

Le coût installé d'un système à thermopompe préassemblé dans un nouveau restaurant serait beaucoup moins élevé, étant donné qu'il n'y aurait pas, comme dans les restaurants existants, de coûts additionnels liés à la modification de l'installation existante. On prévoit que le coût installé sera inférieur à 8000 $ dans un restaurant neuf, ce qui réduira la période de récupération à 2,3 ans.

Possibilités d'application de la technologie proposée

Dans les 75 restaurants Keg au Canada, on pourrait récupérer 30 000 GJ d'énergie, ce qui représente des économies annuelles de 260 000 $ au plan des coûts de l'énergie.

Pour l'industrie canadienne de la restauration, on a fait les prévisions suivantes :

Énergie consommée pour le chauffage de l'eau	5,4 PJ
Coût de l'énergie consommée pour le chauffage de l'eau	27 à 54 millions de dollars
Économies prévues (65 % de 27 à 54 millions de dollars)	17,5 à 35 millions de dollars

Conclusions et recommandations

On a conclu que l'utilisation de systèmes de récupération de chaleur à thermopompe dans les restaurants serait rentable. Les périodes de récupération seraient de 4,2 ans dans le cas de l'addition d'un système de récupération à des installations existantes et de 2,3 ans dans les nouveaux restaurants.

L'application répandue dans les restaurants de la technologie proposée nécessiterait la mise au point et la commercialisation d'un système éprouvé de récupération de la chaleur.

On a recommandé que la présente phase d'étude technique soit suivie d'une phase de démonstration permettant de vérifier les coûts prévus (y compris les coûts d'entretien) et les avantages.

2. RÉSUMÉS DE PROJETS INDUSTRIELS : Projets de démonstration

INDUSTRIE DES HUILES COMESTIBLES - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES

La société Monarch Fine Foods Co. Ltd. de Rexdale (Ontario) a réalisé ce projet de démonstration interne entre octrobe 1981 et avril 1983.

Raison du projet

On a eu l'occasion d'évaluer le rendement d'un système à thermopompe industriel nouvellement installé à la société Monarch Fines Foods Co. Ltd. de Rexdale (Ontario). Les données recueillies par les instruments de contrôle et d'enregistrement ont servi de base pour l'évaluation.

Les objectifs du projet étaient les suivants :

- faire un compte rendu sur l'installation d'une thermopompe industrielle et du matériel connexe;
- vérifier la viabilité économique du système à thermopompe en fonction des réductions prévues et vérifiées des coûts de l'énergie.

Aperçu du projet

En mars 1982, la société Monarch Fine Foods a commencé à utiliser un système de récupération de la chaleur résiduelle à thermopompe dans lequel l'eau de refroidissement de traitement constitue la source de chaleur pour le préchauffage de l'eau d'alimentation des chaudières.

Au début du projet, du matériel de surveillance électronique sophistiqué, fourni par l'Ontario Hydro et la société Monarch Fine Foods, a été intégré au système. Le matériel a enregistré les caractéristiques de fonctionnement de la thermopompe et a permis d'évaluer les économies d'énergie de traitement.

Le matériel de surveillance a enregistré les données suivantes : débits et températures de l'eau utilisée comme source de chaleur et de l'eau d'alimentation des chaudières; températures et pressions du frigorigène dans le circuit de la thermopompe; et consommation d'électricité du système.

Source de chaleur

La source de chaleur était l'eau de refroidissement extraite des appareils de désodorisation et d'hydrogénation et des circuits de raffinage en continu et en discontinu.

Les caractéristiques importantes de l'eau utilisée comme source de chaleur peuvent être résumées comme suit :

- Son débit variait par paliers en raison du fonctionnement cyclique de l'un des appareils de désodorisation.

- Sa température variait, pour diverses raisons. Les variations de production dans les procédés en discontinu, dans lesquels l'eau chaude est retournée directement à la tour de refroidissement, et le refroidissement discontinu cyclique d'un appareil de désodorisation étaient les causes les plus courantes des variations de température.

Les débits de l'eau d'appoint des chaudières étaient généralement compris entre 6,3 et 12,6 L/s. Les températures variaient suivant les saisons entre un minimum de 1,1°C et un maximum de 15,5°C.

Expérience d'utilisation

Le processus de surveillance a été entravé en raison des problèmes importants causés par la thermopompe elle-même ou son matériel auxiliaire. Il a été impossible de faire le "réglage" initial de l'unité en raison des fortes variations de débit dans la source de chaleur et la source de froid. La thermopompe fonctionnait, mais le taux de récupération de chaleur était inférieur au taux prévu.

Par la suite, il y a eu défectuosité de l'analyseur utilisé pour détecter la présence d'huile de graissage de la thermopompe dans l'eau d'alimentation des chaudières. Les réparations ont été longues et, entre temps, le frigorigène s'est propagé dans l'huile lubrifiante. Il a alors été difficile de maintenir les pressions d'huile au moment du démarrage. Après qu'on eût remplacé l'huile, le système a bien fonctionné.

On a remis le système en marche après un arrêt prévu. Cependant, l'analyseur de détection d'huile dans l'eau d'alimentation des chaudières a commandé l'arrêt automatique de la thermopompe. On a trouvé que la détection de dépôts de fer plutôt que la détection d'huile était la cause de la commande d'arrêt transmise par l'analyseur. Pour éviter que le problème se répète, on a installé de nouveaux tuyaux et utilisé des agents d'étanchéité résistant à la corrosion sur les têtes des condenseurs et les plaques à tubes.

Peu de temps après le deuxième démarrage, le moteur du compresseur s'est arrêté pour une raison inconnue. Pendant la période de remplacement, le frigorigène s'est encore propagé dans l'huile lubrifiante, et il a fallu remplacer l'huile avant de remettre le système en marche. Pour éviter que

DONNÉES

Application :	Préchauffage de l'eau d'alimentation des chaudières
Source de chaleur résiduelle :	Circuits de traitement de l'usine
Facteur de charge :	48 %
Puissance de sortie	
Moyenne du système :	322 kW
Thermopompe :	32 kW
CP du système :	4,85
Coût installé :	224 000 $
Coût de l'électricité :	3,3 ¢/kWh
Coût de l'énergie remplacée :	1,9 ¢/kWh
Économies d'énergies :	
Système :	99 000 $
Thermopompe :	9000 $
Période de récupération :	2,4 ans

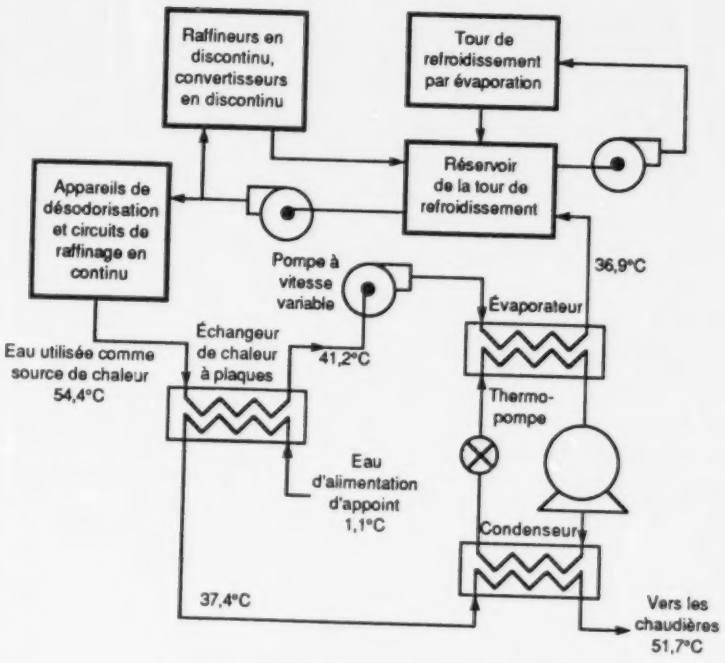

Figure 1. Application d'une thermopompe à la société Monarch Fine Foods Limited.

Dans le système de récupération de la chaleur de la société Monarch Fine Foods représenté ci-dessus, l'eau réchauffée utilisée comme source de chaleur sort des circuits de traitement de l'usine et est acheminée vers l'entrée de l'échangeur de chaleur. À la sortie de l'échangeur de chaleur, une pompe à vitesse variable achemine une partie ou la totalité de l'eau utilisée comme source de chaleur vers l'évaporateur d'une thermopompe Templifier. Du côté condenseur de la thermopompe, toute l'eau d'alimentation des chaudières peut passer.

L'eau utilisée comme source de chaleur retourne ensuite au réservoir de la tour de refroidissement où elle est réutilisée et l'eau d'alimentation réchauffée est acheminée vers les chaudières pour être convertie en vapeur.

On a cessé d'utiliser cette thermopompe en août 1985 en raison des défaillances répétées du matériel qui ont entraîné des dépenses trop élevées.

se produisent d'autres problèmes de contamination de l'huile par le frigorigène après de longues périodes d'arrêt du système, on a ajouté un réchauffeur d'huile.

Ensuite, en raison de problèmes mécaniques avec les tours de refroidissement, la température de l'eau utilisée comme source de chaleur est devenue trop basse pour permettre l'utilisation de la thermopompe. Finalement, le système a été remis en marche un mois plus tard, et il a bien fonctionné pendant un autre mois, jusqu'à la défaillance d'une thermistance. Cette défaillance a été suivie de près par la défaillance du dispositif de prévention du fonctionnement en courts cycles et les réparations ont duré jusqu'à la fin de l'étude.

Exception faite des interruptions prévues, la thermopompe a fonctionné pendant seulement 48 % des heures disponibles.

Facteurs économiques

À partir des données recueillies au cours de la période de contrôle du système, on a calculé des économies de 93 000 $ par année au plan des coûts de l'énergie. Avec un coût d'investissement de 224 000 $, on obtient une période de récupération de 2,4 ans.

Conclusions

On a conclu que le système de récupération de la chaleur avait une rentabilité qui justifiait son coût d'investissement.

La valeur totale de l'énergie ajoutée à l'eau d'alimentation des chaudières s'élevait à 98 653 $. Il faut souligner que des économies nettes de seulement 9303 $ sont attribuables à la thermopompe, le reste des économies étant attribuable à l'échangeur de chaleur. Le taux moyen de récupération de la chaleur par le système était seulement de 322 kW, et le CP du système était de 4,85 (comparativement à des valeurs prévues de 586 kW pour le taux de récupération et de 5,2 pour le CP). La période de récupération simple était de 2,4 ans. Sur une base individuelle, la période de récupération de la thermopompe serait de 15,1 ans et celle de l'échangeur de chaleur, de 1,1 an.

Mise à jour

En août 1985, on a débranché la thermopompe du système de façon permanente, un an après la fin de l'étude, en raison des problèmes et des coûts d'entretien.

INDUSTRIE DE LA FUSION - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES

La société Brunswick Mining and Smelting Corp. de Belledune (N.-B.) a réalisé ce projet de démonstration interne entre décembre 1983 et septembre 1984.

Raison du projet

Un système à thermopompe, conçu sur place, a été installé à la société Brunswick Mining and Smelting et exploité par celle-ci pendant la période de contrat susmentionnée.

L'objectif de ce projet était de démontrer la possibilité d'utiliser une thermopompe pour produire de l'eau chaude industrielle en récupérant une grande partie de l'énergie qui serait autrement rejetée dans l'atmosphère par une tour de refroidissement.

Étude du système

Le système comprenant une thermopompe monobloc Templifier a été étudié en vue de préchauffer l'eau de canalisation urbaine destinée à des applications industrielles (p. ex. eau d'appoint des chaudières et eau chaude de service pour la vaporisation du propane). Dans ce cas, l'eau extraite passait par un échangeur et les condenseurs de deux thermopompes. La source de chaleur était un deuxième courant d'eau provenant des chemises de refroidissement des fours de fusion. Même s'ils étaient reliés en série, l'échangeur de chaleur et les thermopompes pouvaient être isolés (cette caractéristique du système a pu être obtenue au moyen d'un agencement complexe de robinets et de tuyaux). Le système est décrit en détail à la figure 1.

Mise en service et exploitation

L'installation a été réalisée sans difficultés majeures. Les problèmes de conception, cependant, ont fortement entravé l'utilisation du système. Des interruptions se sont produites tout au long du projet parce que le système ne pouvait pas supporter les variations de débit de l'eau d'appoint ni les variations de température de la source de chaleur.

Les variations de débit constituaient le plus grave problème. Pour résoudre le problème des variations instantanées du débit, on a installé un circuit de recirculation. Cette mesure a permis de maintenir un débit presque constant d'eau d'appoint.

DONNÉES

Application :	Chauffage de l'eau d'appoint des chaudières
Source de chaleur résiduelle :	Chemise de refroidissement de haut fourneau
Puissance de sortie :	424 kW
CP nº 1 :	5,4
CP nº 2 :	4,5
CP du système :	10,5
Coût d'investissement :	223 000 $
Économies :	42 000 $/année
Période de récupération :	5,3 ans

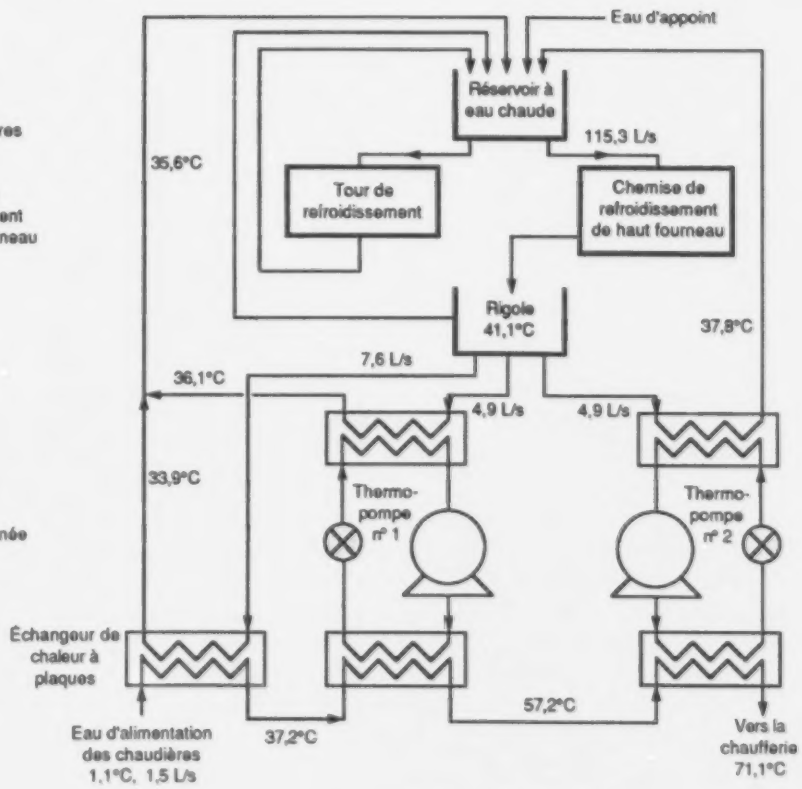

Figure 1. Application d'une thermopompe à la société Brunswick Mining and Smelting.

La figure ci-dessus montre un schéma de fonctionnement du système de récupération de la chaleur résiduelle. L'eau de refroidissement est pompée dans le haut fourneau à partir d'un réservoir d'alimentation centrale. L'eau de refroidissement sortant du haut fourneau est recueillie dans une rigole. Une partie de cette eau chaude est pompée en parallèle dans un circuit formé d'un échangeur de chaleur à plaques et des évaporateurs de deux thermopompes avant d'être retournée au réservoir d'alimentation.

L'eau d'alimentation d'appoint des chaudières traverse en série l'échangeur à plaques et les condenseurs des deux thermopompes. L'eau d'alimentation chaude est transférée à la chaufferie pour y être convertie en vapeur ou utilisée comme eau industrielle. La tour de refroidissement est utilisée pour équilibrer la charge de refroidissement du réservoir d'alimentation.

Un échangeur de chaleur à plaques à contre-courant en acier inoxydable est utilisé. Les deux thermopompes sont des modèles McQuay Templifier TPB-025A et TPB- 025B. Elles ont deux compresseurs alternatifs. La thermopompe basse température est chargée de frigorigène 500, un mélange azéotrope de dichlorodifluorométhane et de difluoréthane, et la thermopompe haute température est chargée de frigorigène 12.

Les températures et débits indiqués sur le schéma ci-dessus sont des valeurs types enregistrées à l'usine. Ces valeurs peuvent varier de façon appréciable d'une journée à l'autre.

Les variations de température de l'eau utilisée comme source de chaleur ont provoqué des mises hors-circuit à pression élevée dans les thermopompes. On a tenté de résoudre le problème en remplaçant la vanne du compresseur par une vanne munie d'un capteur de mise hors-circuit à pression plus élevée. Cependant, les problèmes associés aux variations de débit d'eau d'appoint et de température de la source de chaleur ont continué.

La réduction par inadvertance de la quantité de frigorigène contenue dans les thermopompes a permis de réaliser qu'à plus faible capacité les thermopompes maintiennent leur efficacité. Utilisées à 60 % de leur capacité, les pompes ont extrait 60 % d'énergie. On pourrait mettre à profit cette caractéristique pour adapter le système aux plus faibles demandes pendant les mois d'automne et de printemps; la façon de procéder consisterait à libérer du frigorigène d'une pompe à la fois jusqu'à ce qu'on atteigne un niveau optimum.

Les problèmes de matériel ont eu des effets nuisibles sur le système. La panne d'un compresseur a constitué un problème majeur. Le compresseur, encore sous sa garantie, a été remplacé, mais il a fallu quatre mois avant que l'appareil de rechange soit livré. Au nombre des autres composantes défectueuses figurent les attelages moteurs de la pompe de circulation, les paliers de pompes et les électrovannes.

Malgré l'utilisation d'un système de contrôle complexe, l'analyse des données a été limitée en raison des interruptions de fonctionnement du système à thermopompe et des problèmes de fonctionnement de l'enregistreur de données. On a analysé un fichier informatique contenant des données enregistrées sur une période de 33 heures au cours de laquelle toutes les composantes était en circuit. On a préparé une analyse graphique à partir de ces données et on l'a utilisée pour déterminer le rendement du système. On a obtenu un CP de 10,5 pour le système (y compris l'échangeur de chaleur). Les thermopompes basse température et haute température avaient des CP de 5,4 et 4,5 respectivement.

Facteurs économiques

Les coûts d'investissement pour le projet s'élevaient à 222 746 $. Ils auraient été plus élevés si on avait fait appel à des spécialistes de l'extérieur pour la conception, l'installation et la surveillance du système.

Le système a été conçu pour fonctionner pendant huit mois de l'année, ce qui permettait d'économiser 47 300 $ sur les coûts du chauffage à l'huile. Les coûts estimés d'exploitation du système à thermopompe n'ont pas été donnés dans le rapport. Cependant, en supposant que les coûts du chauffage à l'huile et du chauffage électrique sont à peu près équivalents et que le

système a un CP de 10,5, on peut estimer les coûts d'exploitation à 4500 $, ce qui donne des économies nettes au plan des coûts de l'énergie de 42 800 $. Cette estimation donnerait une période de récupération de 5,3 ans pour le système.

Conclusions

On a dû faire face à de nombreux problèmes pendant la mise en service du système, ce qui a rendu l'analyse économique difficile. Aucune période de récupération n'a été mentionnée. Cependant, d'après les données fournies dans le rapport, on peut obtenir par calcul une période de récupération dépassant tout juste 5 ans.

USINE À PAPIER - CHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DES CHAUDIÈRES

Ce projet de démonstration a été réalisé par la CIP Incorporée et il est décrit dans un rapport daté de mars 1986.

Raison du projet

L'objectif de cette étude était de rassembler des données sur le rendement d'un système de récupération de la chaleur à thermopompe dans une usine à papier.

Étude du système

Le système se composait de deux échangeurs de chaleur et d'une thermopompe. L'eau d'appoint de l'installation de chaudières est progressivement réchauffée lorsqu'elle traverse les échangeurs de chaleur et le condenseur de la thermopompe. L'eau, plus que suffisante pour répondre aux besoins de l'installation de chaudières, est utilisée dans une machine à papier. La chaleur est récupérée à partir de l'"eau blanche". L'eau blanche, extraite du circuit de fabrication de pâte, est contaminée par de faibles quantités de fibre de papier. Un schéma du système à thermopompe est représenté à la figure 1.

On a utilisé une thermopompe monobloc au R114 de type McQuay Templifier. Le compresseur centrifuge avait une capacité de 425 kW.

Surveillance du système

Le système a été installé en avril 1984.

On lui a ajouté du matériel d'acquisition de données. On a contrôlé la température, la pression et le débit de l'eau fraîche et de l'eau blanche.

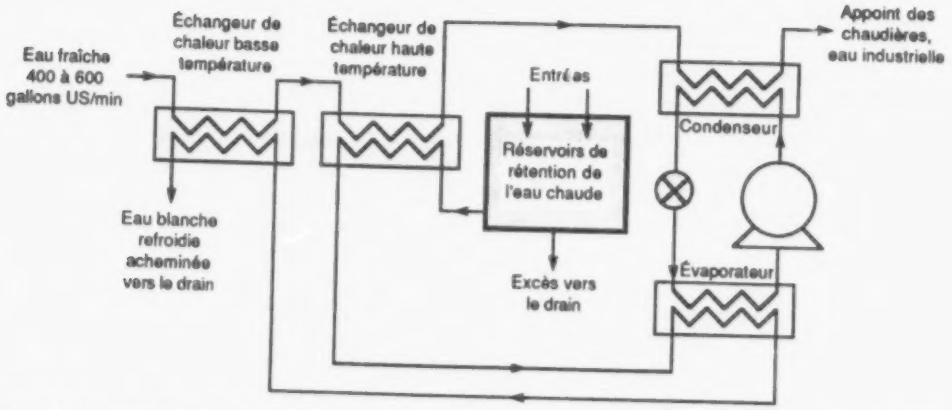

Figure 1. Schéma d'un système de récupération de la chaleur à thermopompe utilisé pour fournir l'eau d'alimentation des chaudières et l'eau industrielle des machines à papier, utilisant l'eau blanche comme source de chaleur résiduelle.

On a aussi contrôlé la puissance et la consommation d'énergie de la thermopompe. On a utilisé un ordinateur intégré pour manipuler les données de façon que certains paramètres, par exemple le CP, puissent être calculés automatiquement.

Bien qu'il ait été installé pour coïncider avec la mise en marche du système en avril 1984, le système d'acquisition de données n'a pas bien fonctionné avant le mois de décembre suivant. On a dû faire face à de nombreux problèmes. Cependant, le principal problème était le manque de techniciens, ce qui a occasionné des retards dans le diagnostic et la correction des problèmes.

Rendement du système

Les échangeurs de chaleur ont été utilisés sans problème d'avril 1984 à mai 1985; on les a alors ouverts pour fins d'inspection. Le côté eau blanche des échangeurs de chaleur ne montrait aucun signe de fouling. Cependant, le côté eau fraîche était passablement encrassé. Comme les échangeurs de chaleur étaient de type spiral, seul un nettoyage mécanique limité était possible. Cependant, d'après les données enregistrées avant et après le nettoyage, il y a eu une augmentation de 16 % du tranfert de chaleur et une augmentation de 9 % du débit d'eau fraîche. En juillet 1985, on a entrepris un traitement chimique en deux étapes, après lequel on a remarqué une augmentation de 50 % de la récupération d'énergie.

La thermopompe a été utilisée en série avec les échangeurs de chaleur, et elle pouvait être isolée de ces derniers pour fins de service et d'entretien. La thermopompe a mal fonctionné pendant 10 mois. Après cette période d'utilisation, les représentants de la société McQuay ont finalement

été en mesure de faire des recommandations qui ont permis de résoudre les problèmes. Les problèmes rencontrés touchaient principalement les systèmes de refroidissement et de chauffage de l'huile, de sorte qu'il était parfois difficile et même impossible à certaines occasions de mettre l'unité en marche. On a ajouté de nouveaux éléments chauffants au réservoir d'huile. On a ajusté les dispositifs de réglage de la température de l'huile de façon qu'il n'y ait pas plus de 24°C de différence entre la température de l'huile et celle de l'eau blanche de l'évaporateur. Cette mesure avait pour but de prévenir la condensation du frigorigène dans l'huile, et de prévenir par conséquent une réduction de la qualité de lubrification. On a aussi fait les ajustements requis pour que la plage initiale de température de l'huile, de 43 à 66°C, soit élargie à une plage de 32 à 71°C. L'huile pouvait alors se rendre plus rapidement au compresseur et la période requise pour le réchauffage de l'huile, qui était de 2 à 6 h, a été réduite à 20 à 30 min. On a supposé que les problèmes susmentionnés avaient contribué à la panne du compresseur subie après 2 mois d'utilisation et aux nombreuses pannes de la pompe à huile subies pendant la période de 10 mois.

En plus des problèmes mécaniques, d'importantes variations de température et de débit de l'eau traitée et de l'eau blanche ont créé un déséquilibre dans la thermopompe, ce qui a entraîné un arrêt. Il n'était pas nécessaire d'alimenter les chaudières en eau traitée de façon continue. On a trouvé une utilisation secondaire de l'eau traitée. L'eau non requise pour répondre aux besoins d'alimentation des chaudières a été acheminée vers un réservoir en vue d'être utilisée dans une des machines à papier. On a installé un circuit de recirculation pour ramener l'eau blanche résiduaire au réservoir de stockage au besoin.

Après qu'on eût apporté les modifications susmentionnées, la thermopompe a bien fonctionné, et on croyait que la mise en service du système était terminée. Cependant, après un mois d'utilisation, la pression du frigorigène a commencé à baisser graduellement. On a rechargé le système, mais la pression a continué à baisser. Étant donné qu'on ne détectait aucune fuite extérieure importante, on a ouvert le condenseur et l'évaporateur pour en faire l'inspection.

Environ cinquante des tubes du condenseur étaient corrodés; il y avait une myriade de petits trous. Les essais subséquents ont montré que des nodules de corrosion s'étaient formés sur les faces internes des tubes (côté eau d'appoint des chaudières). Il s'était formé sur la surface des dépôts de métaux dissemblables, principalement de fer et d'aluminium, qui constituaient des éléments de corrosion à aération différentielle. Ce processus a causé de la corrosion localisée. On a trouvé que l'utilisation de tubes en acier inoxydable permettrait de corriger le problème. Au moment de la rédaction du rapport, les nouveaux tubes n'avaient pas encore été installés.

On a examiné l'évaporateur; on n'y a trouvé aucune trace de corrosion. Cependant, le système de nettoyage automatique ne fonctionnait pas bien, et environ cinquante brosses étaient restées logées dans leur tube tandis que les autres étaient soit coincées dans le support des brosses, soit complètement détachées. Comme il n'y avait aucun indice de fouling, on a jugé que cette méthode de nettoyage n'était pas requise.

Facteurs économiques

Les échangeurs de chaleur ont fonctionné de façon plus ou moins continue depuis qu'ils ont été mis en service, et la thermopompe a fonctionné de façon intermittente. La seule utilisation prolongée, d'une durée d'un mois, a été faite avant que le problème de corrosion du condenseur se pose. Pendant ses premiers 20 mois de fonctionnement, le système a permis de réaliser des économies de 1 100 000 $, attribuables presque entièrement aux échangeurs de chaleur, qui ont été en état de fonctionnement pendant toute la période d'étude de deux ans. En considérant un coût installé de 900 000 $, on obtient pour le système à thermopompe une période de récupération simple de 1,4 an. Les économies auraient été plus élevées (et la période de récupération plus courte) si la thermopompe avait fonctionné de façon adéquate.

Conclusions et recommandations

Une thermopompe ne supporte pas bien les arrêts fréquents et les variations fréquentes de débit et de température. Au moment de l'installation, on a surestimé sa souplesse alors qu'on a sous-estimé les variations de débit et de température.

Pour les installations futures, il sera essentiel :

- d'assurer la stabilité de débit et de température dans l'évaporateur et le condenseur;
- d'avoir de bons instruments pour permettre la surveillance du système par le personnel de l'installation;
- de donner au personnel une formation sur l'utilisation du nouveau matériel; et
- d'avoir d'excellents moyens de communication avec le fabricant de la thermopompe, afin que l'unité spécifiée soit appropriée à l'application envisagée.

COMMERCIALISATION DU HOMARD

Ce projet de contrôle réalisé par la société Clearwater Lobsters Limited, en collaboration avec la société A. Orlic and Associates Limited, toutes deux de Halifax (Nouvelle-Écosse), a été terminé en février 1986.

Raison du projet

Normalement, il y a sur le marché un surplus de homards au printemps et à l'automne, en saison de pêche, tandis qu'il y a pénurie de homards vivants de qualité pendant le reste de l'année. Les tentatives en vue de stabiliser le cycle d'approvisionnement et les fluctuations des prix du marché ont par le passé été vouées à l'échec parce que la conservation du homard au-delà de la saison de pêche a occasionné d'importantes pertes attribuables à la mortalité et à la réduction de la qualité.

L'expérience acquise dans l'industrie a montré que pendant les périodes au cours desquelles l'eau de mer ambiante est froide, le taux de mortalité des homards retenus en captivité est plus faible et la réduction de qualité est minime.

En août 1982, le CNRC a commandité une étude de faisabilité qui a permis d'élaborer le modèle et de déterminer les facteurs économiques d'un bac d'entreposage du homard à eau de mer réfrigérée dont on utilisait la chaleur rejetée au condenseur pour chauffer l'eau de traitement et l'eau de service (voir Commercialisation du homard, p. 60).

À l'automne 1983, la société Clearwater Lobsters Limited a demandé une étude détaillée du système à thermopompe. Cette étude a mené à la construction du système et à son utilisation en juin 1984.

Au cours de l'été 1984, le rendement biologique et le rendement énergétique étaient assez encourageants pour que la société Clearwater Lobsters Limited entreprenne la conception et la construction d'une installation supplémentaire d'entreposage du homard. Un laboratoire d'entreposage du homard à l'eau de mer chaude a aussi été ajouté. Toutes les installations avaient été terminées et mises en service en mai 1985.

L'objectif de ce projet était de déterminer le rendement en cours d'utilisation et les avantages économiques du système à thermopompe.

Étude du système

Le système comprenait une thermopompe servant à refroidir l'eau de mer fraîche jusqu'à 2°C. Cette eau de mer, une fois pompée dans les bacs

d'entreposage du homard, y maintenait la température à 3°C. Afin de réduire la capacité requise de la thermopompe, on a ajouté au système un échangeur de chaleur dont le rôle est de prérefroidir l'eau de mer en entrée au moyen de l'eau à 3°C drainée à partir des bacs (il faut extraire des bacs d'entreposage une quantité d'eau de mer égale à celle fournie par la thermopompe). La configuration du système est représentée à la figure 1.

Pendant certaines périodes du printemps et de l'automne, lorsque la température de l'eau de mer est assez basse, l'échangeur de chaleur est contourné et la thermopompe répond à toute la demande de froid. Au cours de l'hiver, l'échangeur de chaleur et la thermopompe sont tous deux contournés, l'eau de mer froide répondant à toute la demande de froid des bacs d'entreposage. Cependant, comme il y a des besoins en eau de traitement, on se sert encore de la thermopompe en utilisant l'eau évacuée des bacs d'entreposage comme source d'énergie.

L'eau de traitement est produite en quantité plus que suffisante pour répondre aux besoins actuels (la demande de froid est le facteur déterminant dans l'utilisation de la thermopompe). L'excès d'énergie est dissipé par un échangeur de chaleur dans le circuit d'eau de traitement utilisant l'eau de mer.

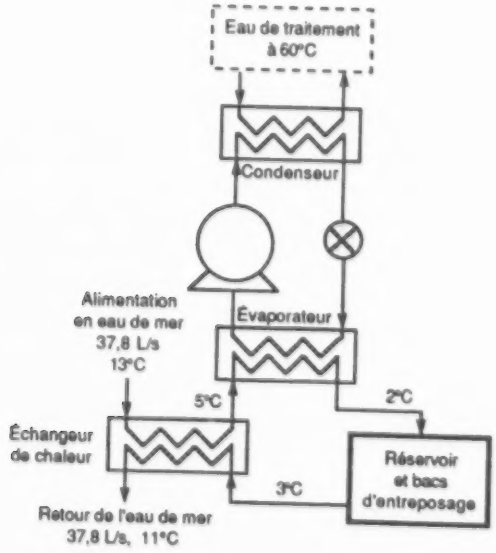

Figure 1. Système de réfrigération à thermopompe destiné à la société Clearwater Lobsters Ltd.

Contrôle du système

On a effectué un contrôle du système pendant une période de six mois, de mai à novembre 1985. Pendant toute cette période, on a utilisé l'échangeur de chaleur relié en série avec la thermopompe. Le contrôle comprenait l'enregistrement continu des températures, débits et pressions en différents points du système. On a aussi enregistré la consommation d'énergie de la thermopompe et des pompes à eau de mer.

Rendement

Le système a fonctionné conformément aux conditions prévues pendant seulement une courte période après la mise en service. Des salissures marines se sont formées de façon constante du côté eau de mer fraîche de l'échangeur de chaleur et dans l'évaporateur, ce qui a eu pour effet de limiter les débits à des valeurs comprises entre les deux tiers et la demie des valeurs prévues. On a observé des réductions similaires du débit de l'eau de mer évacuée à partir des bacs d'entreposage, en raison de la formation de salissures biologiques du côté eau de mer résiduaire de l'échangeur de chaleur.

Par conséquent, le système ne pouvait pas toujours répondre à la demande de froid des bacs d'entreposage du homard. On prévoyait une température maximum de 4,0°C dans les bacs, mais la température moyenne pendant la période de contrôle a été de 4,8°C et la température maximum, de 6,9°C. Il était possible de réduire la température pendant de courtes périodes en fermant l'entrée d'eau de mer fraîche et en faisant recirculer l'eau de mer des bacs dans la thermopompe. Pendant l'été, on a retiré l'un des bacs du circuit, ce qui a réduit considérablement la demande de froid.

On a éprouvé quelques problèmes avec les pompes de refoulement de l'eau de mer résiduaire et les pompes de circulation de l'eau de mer. Ces pompes présentaient des taux de corrosion très élevés, et il fallait en faire un entretien fréquent ou en remplacer les paliers et les arbres, ou les deux. Par contre, les pompes à eau de mer fraîche n'ont présenté aucun problème.

Facteurs économiques

Le coût d'investissement pour l'installation s'élevait à 482 000 $. Les avantages économiques résultant de cette installation sont doubles. D'abord, il y a réduction des coûts de production de l'eau industrielle à l'aide de la thermopompe. En second lieu, il y a amélioration de la qualité du homard, notamment une réduction du rétrécissement.

Le coût de l'alimentation en eau industrielle produite par la thermopompe s'élevait à 36 000 $ (4,7 ¢/kWh) pendant les 6 mois de la période de

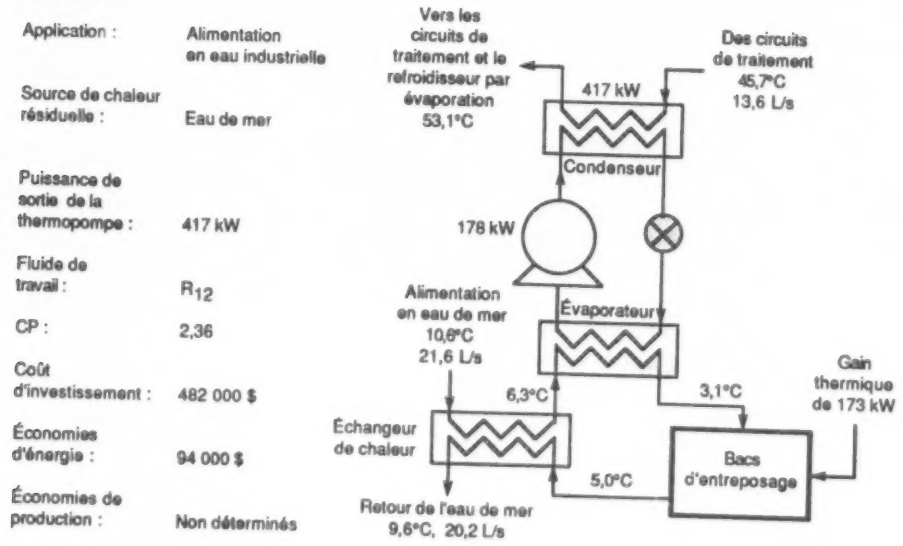

Figure 2. Application de la réfrigération par thermopompe à la Société Clearwater Lobsters Limited.

Les débits et températures, de même que les taux de transfert de chaleur, représentent les valeurs moyennes de la période de contrôle.

contrôle. En doublant ce montant, on obtient un coût annuel approximatif de 72 000 $. Par comparaison avec les coûts de production de cette eau industrielle au moyen d'une chaudière électrique, on obtient des économies d'énergie totales de 94 000 $. Il faut toutefois souligner qu'on n'a pas actuellement besoin de toute cette eau industrielle et que les économies susmentionnées ne sont pas véritablement réalisées.

Conclusions et recommandations

Le système à thermopompe n'a pas permis de maintenir la température maximale de 4°C, principalement en raison du fouling dans l'échangeur de chaleur et l'évaporateur. Il y a eu de fréquentes pannes de service qui, à un degré moindre, ont joué un rôle. La résolution des problèmes de fouling de l'échangeur de chaleur et de corrosion des pompes demande une analyse plus poussée.

Les avantages découlant du système n'ont pas encore été pleinement réalisés, soit au plan de la réduction des coûts d'énergie ou de l'amélioration de la qualité du produit. Il y a eu amélioration importante de la qualité du produit et réduction appréciable du rétrécissement, mais il reste encore à analyser un certain nombre de facteurs biologiques et de besoins.

Le système à thermopompe s'est néanmoins révélé assez efficace pour que la société Clearwater Lobsters décide d'en ajouter un dans une nouvelle installation d'entreposage du homard qui sera bientôt construite.

RESTAURATION - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE

La société E.J. Faraci and Associates de Winnipeg (Manitoba) a effectué cette étude en deux parties : une phase "A" et une phase "B". Le rapport de la phase "A" a été présenté à la page 66. Le présent projet de démonstration (phase "B") a été réalisé entre septembre 1983 et novembre 1984.

Raison du projet

La première phase de cette étude d'application des thermopompes comprenait l'évaluation théorique et technique d'un système à thermopompe permettant de récupérer la chaleur contenue dans l'eau résiduaire d'un restaurant Keg situé sur la rue Gary à Winnipeg. L'étude d'avant-projet avait permis de conclure que le système à thermopompe était réalisable et qu'il serait rentable.

Le présent projet, qui est la deuxième phase de l'étude, est une démonstration de l'utilisation du système après son installation dans le restaurant.

Les objectifs de ce projet étaient les suivants :

- installer un système à thermopompe dans un restaurant;
- contrôler et évaluer le rendement du système à thermopompe.

Étude du système

Le modèle de système envisagé était basé sur l'utilisation d'une thermopompe eau-eau. Ce système puisait la chaleur dans l'eau résiduaire des lave-vaisselles, des condenseurs de réfrigération et des machines à laver le linge, et il chauffait l'eau domestique. Un échangeur de chaleur était placé en série avec la thermopompe (voir figure 1). Pendant les périodes de forte demande d'eau chaude domestique, l'eau du réservoir de préchauffage de l'eau domestique était chauffée par l'échangeur de chaleur puis à une température encore plus élevée par la thermopompe. Pendant les périodes de faible demande, l'échangeur de chaleur était automatiquement contourné, ce qui permettait l'utilisation de la thermopompe seule.

Expérience d'utilisation

Pendant la phase de mise en service, on a dû faire face à des problèmes de matériel, de commande et de conception. Voici un résumé de ces problèmes :

DONNÉES

Application :	Chauffage de l'eau de service
Source de chaleur résiduelle :	Eau résiduaire d'un restaurant
Frigorigène :	R_{12}
Puissance de sortie de la thermopompe :	8,0 kW
CP :	4,1
Coût installé :	8000 $
Économies d'énergie :	1300 $
Période de récupération :	6 ans

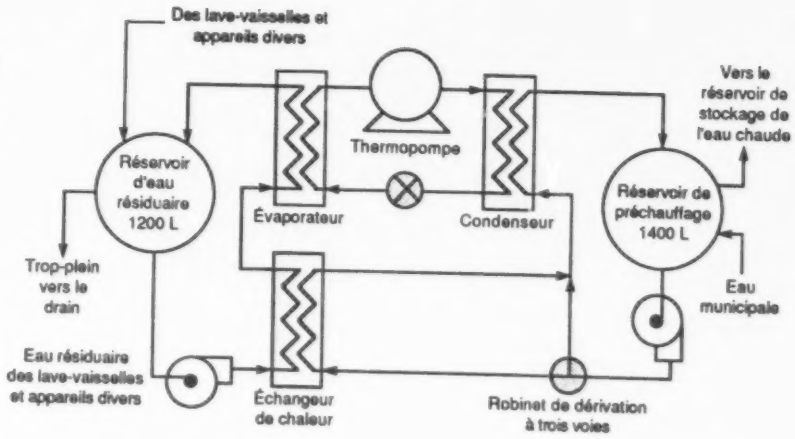

Figure 1. Système à thermopompe pour la récupération de la chaleur contenue dans l'eau résiduaire d'un restaurant Keg.

Dans le système à thermopompe représenté ci-dessus, une pompe de circulation du côté eau résiduaire assure un écoulement continu d'eau, d'abord dans l'échangeur de chaleur, puis dans l'évaporateur. L'eau est finalement retournée dans le réservoir de rétention de l'eau résiduaire.

De même, une pompe de circulation du côté eau chaude domestique assure un écoulement continu d'eau dans l'échangeur de chaleur et le condenseur. Un robinet de dérivation à trois voies est ajouté dans le circuit de l'eau chaude domestique pour permettre de contourner l'échangeur de chaleur, de façon que la thermopompe puisse être utilisée seule.

Pendant les heures d'affaires, lorsque la demande en eau chaude est forte, l'eau de canalisation municipale est d'abord réchauffée dans l'échangeur thermique, de sorte que l'eau domestique entrant dans le condenseur est toujours à une température plus élevée que l'eau résiduaire entrant dans l'évaporateur. Lorsque ces conditions ne sont pas maintenues, il peut y avoir surcharge du moteur du compresseur. La thermopompe élève alors la température de cette chaleur et fournit de l'eau préchauffée aux réservoirs de stockage.

Lorsque la demande d'eau chaude est faible ou nulle, l'eau des réservoirs de stockage préchauffés est recirculée dans la thermopompe, et l'échangeur thermique est contourné. L'eau de refroidissement du condenseur du matériel de réfrigération constitue alors la source de chaleur résiduelle.

On a choisi un compresseur rotatif volumétrique parce qu'il a un meilleur rendement nominal qu'un compresseur alternatif lorsqu'il est utilisé à des températures élevées de l'évaporateur (p. ex. 30°C). Cependant, pendant la période de mise en service, trois compresseurs ont été défectueux. Pour cette raison, il a été impossible de faire un contrôle poussé du système, et on s'interroge sur sa fiabilité à long terme.

On a conclu que la récupération d'énergie à partir de l'eau résiduaire d'un restaurant est techniquement réalisable mais que pour le moment il n'est pas rentable d'installer des systèmes à cet effet.

- Suite au raccordement par inadvertance des bacs de prélavage au bac de vidange, il y a eu défaillance du dispositif de réglage de niveau du bac de vidange, et le sous-sol a été inondé deux fois.

- Le premier compresseur de thermopompe n'a pas fonctionné parce qu'il y avait grippage d'un rotor. On l'a remplacé.

- Le clavier entrée-sortie du système de commande numérique directe et le compteur d'énergie intégrateur ont mal fonctionné.

- Le deuxième compresseur a fonctionné à seulement 60 % de sa capacité. On l'a remplacé.

- Le troisième compresseur a bien fonctionné pendant deux semaines, puis il a soudainement cessé de fonctionner. On ne l'a pas remplacé et on a cessé de faire le contrôle de la thermopompe.

- La pompe à eau résiduaire s'est obstruée et il y a eu accumulation de boues à l'intérieur des tuyaux d'eau résiduaire.

Rendement et rentabilité du système

Avant d'utiliser la thermopompe avec le troisième compresseur, on a étudié le rendement de l'échangeur de chaleur. L'analyse des données a montré que l'échangeur récupérait seulement la moitié de la quantité d'énergie prévue initialement.

Après l'installation du troisième compresseur, on a étudié le rendement de la thermopompe pendant 11 jours, l'échangeur étant alors contourné. La capacité de la thermopompe était de 8 kW, soit 20 % de moins que sa capacité nominale de 10 kW.

On a ensuite fait les ajustements nécessaires du système pour utiliser ensemble l'échangeur de chaleur et la thermopompe. On a enregistré des données pendant 3 jours avant que le troisième compresseur cesse de fonctionner. On n'a pas enregistré d'autres données après cette défaillance.

L'étude ne donne aucune explication à la faible capacité de la thermopompe ou au faible taux de récupération de l'échangeur de chaleur.

D'après les données de rendement obtenues pendant la courte période de contrôle, on a estimé les économies de coûts annuelles à 1300 $. Ces économies étaient beaucoup plus faibles que les économies de 3000 $ prévues dans l'étude d'avant-projet, principalement en raison du faible rendement de l'échangeur de chaleur passif. Le coût installé du système s'élevait à 35 000 $, ce qui est beaucoup plus élevé que le coût de 15 000 $ prévu dans

l'étude d'avant-projet. Par conséquent, ce système à thermopompe axé sur la recherche n'était pas rentable.

Conclusions

Pour un nouveau restaurant, on a prévu que le coût installé d'un système à thermopompe s'élève à 8000 $, ce qui donne une période de récupération simple de 6 ans, si on considère des économies d'énergie annuelles de 1300 $. Bien qu'il soit techniquement réalisable, le système à thermopompe ne sera pas rentable en raison des problèmes d'entretien éventuels (on a observé une accumulation de dépôts dans le circuit de l'eau résiduaire) et de la période de récupération de 6 ans, qui est relativement longue.

Recommandations

On a recommandé que le restaurant Keg continue d'utiliser son système à thermopompe, à condition que le compresseur défectueux soit remplacé. Même si les facteurs économiques n'incitent pas à l'installation de systèmes semblables dans d'autres restaurants au pays, il était économiquement avantageux de maintenir le système existant. Si le fouling de l'évaporateur vient à constituer un problème d'entretien, on devrait utiliser la thermopompe uniquement pour récupérer la chaleur contenue dans l'eau de refroidissement du condenseur du matériel de réfrigération.

Dans les travaux futurs, on devrait mettre l'accent sur l'entretien et la fiabilité à long terme du système de récupération de la chaleur.

Mise à jour

Le compresseur défectueux a été remplacé et on a continué à utiliser le système. Le CNRC n'a pas entrepris d'autres activités de contrôle du système.

BUANDERIE COMMERCIALE - CHAUFFAGE DE L'EAU DE SERVICE

La société Hickling Partners Inc. d'Ottawa (Ontario) a réalisé ce projet de démonstration entre octrobe 1982 et mars 1985.

Raison du projet

Il existe au Canada environ 4000 installations de blanchissage et de nettoyage à sec commerciales, et elles offrent de nouvelles possibilités d'application des thermopompes. Les thermopompes permettent de récupérer la chaleur contenue dans l'eau résiduaire des machines à laver et de la retourner à ces machines sous forme d'eau chaude domestique.

Les objectifs de l'étude étaient les suivants :

- choisir une installation commerciale appropriée de nettoyage à sec et de blanchissage;
- déterminer la grosseur et le rendement optimums d'un système de récupération de la chaleur résiduelle à thermopompe destinée à une telle installation;
- choisir le matériel, préparer une étude technique et évaluer la viabilité économique, les avantages et la période de récupération;
- installer et utiliser le modèle de système de récupération de la chaleur résiduelle à thermopompe; et
- préparer un rapport sur les résultats du projet, y compris les prévisions de pénétration du marché basées sur le CP de ce système de récupération.

Le travail a été réalisé en deux phases. La première phase, Planification et conception, visait la réalisation des trois premiers objectifs. La deuxième phase, Mise en service et utilisation, a permis de réaliser les objectifs quatre et cinq.

Planification et conception

La société Betty Brite Cleaners, 218, rue Laurier est à Ottawa, a été choisie parce que ses méthodes d'entretien et d'exploitation étaient axées sur les économies d'énergie, que son personnel soutenait le projet et qu'elle fonctionnait de façon continue (6 heures par jour, 6 jours par semaine).

On a déterminé les paramètres de fonctionnement actuels, par exemple les cycles de fonctionnement du matériel de blanchissage, le débit et la température de l'eau chaude domestique fournie au matériel de blanchissage, le débit et la température de l'eau résiduaire, et les limites d'espace qu'il faut respecter pour l'installation du système à thermopompe.

On a élaboré une configuration de système, qui est représentée à la figure 1.

Une évaluation préliminaire des besoins du système a mené au choix d'une thermopompe monobloc Fedders de pointe. En tant que thermopompe monobloc, l'unité est munie d'un condenseur et d'un évaporateur coaxiaux à contre-courant, d'un compresseur rotatif volumétrique, d'un détendeur installé en usine et de commandes précâblées. L'analyse subséquente effectuée sur

DONNÉES

Application :	Chauffage de l'eau de service
Source de chaleur résiduelle :	Eau résiduaire des machines à laver
Heures de fonctionnement :	36/semaine
Puissance de sortie de la thermopompe :	24 kW
CP :	2,6
Coût installé :	8000 $ (1982)
Période de récupération : (basée sur le calcul du coût en capital au point mort)	3,5 ans, comparativement à celle d'un système à l'huile

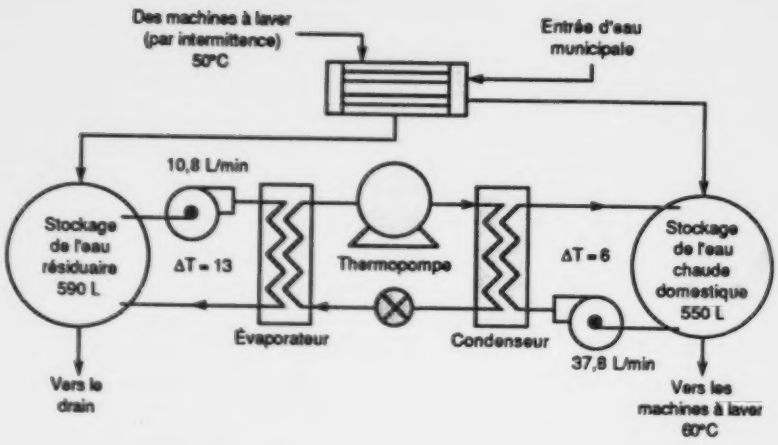

Figure 1. Chauffage de l'eau de service dans une installation de blanchissage et de nettoyage à sec.

Dans la figure ci-dessus, un échangeur thermique préchauffe l'eau municipale en utilisant comme source de chaleur l'eau résiduaire provenant des machines à laver. L'eau résiduaire est ensuite stockée dans un réservoir. La thermopompe élève la température de cette eau et fournit ainsi l'eau chaude domestique.

Toutes les composantes utilisées étaient prêtes à installer. Aucune composante, à l'exception des tuyaux, n'a nécessité une étude spéciale en vue de son installation. La thermopompe a été choisie uniquement en fonction de sa capacité de chauffage. L'échangeur thermique a été choisi en fonction de sa capacité de fonctionner dans les conditions propres aux installations de blanchissage, parce qu'il est facilement utilisable et qu'il résiste à la corrosion.

On a conclu d'après l'analyse des données que le système de récupération de la chaleur résiduelle utilisant la thermopompe sans l'échangeur thermique était suffisant pour répondre à toute la demande en eau chaude.

ordinateur a de plus indiqué que seul le plus gros modèle de thermopompe Fedders serait adéquat (24 kW ou 80 000 Btu/h).

On a fait la modélisation du système à l'aide d'un programme de simulation sur ordinateur. En se basant sur les résultats de cette modélisation, on a choisi des réservoirs de stockage de l'eau résiduaire et de l'eau chaude domestique ayant chacun une capacité de 550 L. La seule composante qui nécessitait une étude particulière était le réservoir de stockage de l'eau résiduaire; on l'a construit sur place.

On a fait une analyse économique du modèle basée sur des calculs du coût en capital au point mort. En considérant des coûts du mazout de 0,323 $/L et

des coûts de l'électricité de 0,0426 $/kWh (1982), on a trouvé que la thermopompe aura une période de récupération de 3 ans si on fait la comparaison avec un système de chauffage à l'huile et une période de récupération de 5 ans si on fait la comparaison avec un système de chauffage électrique. Ces résultats sont basés sur un CP de 3,5 et un coût installé de 7900 $.

Mise en service et utilisation

Voici quelques-uns des problèmes auxquels on a dû faire face pendant cette phase :

- Il a fallu attendre trois mois avant que le compresseur soit livré.
- Un condenseur, raccordé en sens inverse, a dû être raccordé de nouveau. Les spécifications de plomberie données par la société Fedders étaient inexactes.
- L'utilisation de tuyaux montés en parallèle pour l'eau municipale et l'eau chaude domestique a entraîné une alimentation insuffisante en eau chaude des machines à laver. Lorsque les tuyaux ont été branchés en série, comme prévu, le problème a été résolu.
- Un moteur de compresseur défectueux, encore sous sa garantie, a été remplacé. Le nouveau moteur était défectueux, et il a aussi été remplacé.

On a déterminé les facteurs d'entretien suivants :

- Les filtres doivent être nettoyés à toutes les deux semaines.
- Il faut faire la vidange du réservoir de stockage de l'eau résiduaire à toutes les quatre semaines.
- On prévoit qu'il faudra faire un détartrage de l'évaporateur une fois par année pour obtenir un rendement optimum.
- Les pressions dans la thermopompe devraient être vérifiées une fois par année par un technicien de service qualifié.

Les résultats obtenus pendant l'utilisation du système sont les suivants :

- La thermopompe répondait à toutes fins pratiques à 100 % de la demande en eau chaude domestique sans qu'il soit nécessaire d'utiliser l'échangeur thermique.
- Le CP moyen de la thermopompe était de 2,6 pendant la période de démonstration.

- Le coût installé du système était de 8000 $, et on a obtenu une période de récupération de 3,5 ans.

Conclusions et recommandations

En se basant sur l'utilisation d'un système à thermopompe pendant une période de 3 mois à la société Betty Brite, on a obtenu pour ce système une période de récupération de 3,5 ans et un coût d'investissement de 8000 $ (1982). Ces résultats sont assez près des valeurs estimées avant la démonstration (période de récupération de 3,0 ans et coût d'investissement de 7900 $).

L'estimation de la réduction de l'énergie totale dans l'ensemble du Canada (0,1 %) basée sur un niveau hypothétique de pénétration du marché de 50 % d'ici l'an 2000 n'est toutefois pas confirmée et semble trop optimiste. D'abord, les propriétaires des installations de nettoyage à sec et de blanchissage qui sont munies d'un système de chauffage à l'huile peuvent être plus attirés par une conversion à un système de chauffage au gaz, dont le coût d'investissement est moins levé. Deuxièmement, la plupart des établissements utilisent peut-être actuellement des sources d'énergie moins coûteuses, par exemple l'électricité ou le gaz.

Bien qu'aucune recommandation n'ait été formulée, les revues en cours des coûts de l'énergie et des besoins d'entretien du système installé permettraient de vérifier la période de récupération prévue de 3,5 ans. De plus, on devrait étudier les facteurs économiques régionaux de l'utilisation du système à thermopompe à la place d'un système de chauffage à l'huile, au gaz ou par résistance, aussi bien en vue de la modification des installations existantes que des marchés de remplacement, afin de déterminer le marché potentiel réel.

2. RÉSUMÉS DES PROJETS INDUSTRIELS : Études de recherche

MODÉLISATION D'UN SYSTÈME INDUSTRIEL À THERMOPOMPE À COMPRESSION DE FRIGORIGÈNE

Le prochain rapport traite d'une étude interne de simulation sur ordinateur d'une thermopompe effectuée par le Conseil national de recherche du Canada, datée d'avril 1985.

Raison du projet

Un modèle de simulation permettant d'évaluer le fonctionnement d'une thermopompe pourrait être avantageux dans de nombreux cas :

- pour l'étude technique de gros systèmes industriels à thermopompe en fonction des critères propres à un site;
- pour évaluer le rendement des composantes et des configurations lors de la conception d'unités préassemblées;
- pour faciliter le choix des composantes de thermopompe préassemblée et des systèmes qui donneront un rendement optimal dans une application commerciale ou industrielle particulière.

L'objectif de cette étude était de simuler le fonctionnement de grosses thermopompes à compression de vapeur en cycle fermé pouvant produire de l'eau chaude ou de la vapeur de traitement.

Simulation

Les principales composantes d'une thermopompe ont été identifiées dans un modèle "générique", qui est représenté à la figure 1. Des équations ont été établies pour chaque composante de la thermopompe. Ensemble, elles forment un système d'équations qu'il faut résoudre simultanément et dont la solution donne une simulation du fonctionnement des diverses composantes du système à thermopompe et du fonctionnement du système dans son ensemble.

Pour simuler les conditions de l'application, on a dû utiliser des données physiques, par exemple les dimensions et la configuration des composantes, et des données variables, par exemple les caractéristiques de la source de chaleur et de la source de froid, les paramètres thermodynamiques du frigorigène et les spécifications du rendement du compresseur fournies par le fabricant.

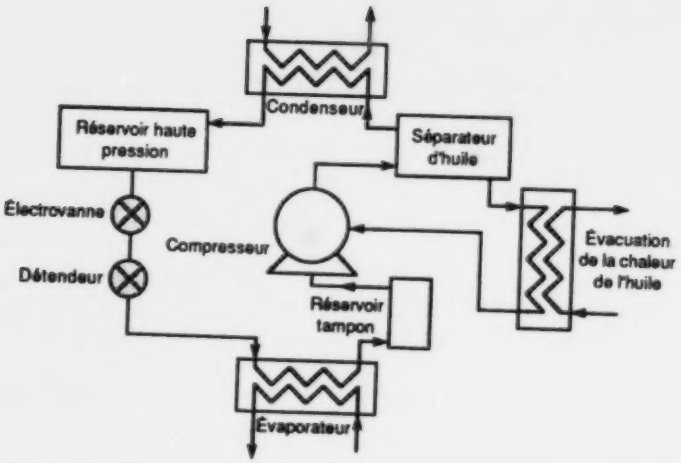

Figure 1. Schéma de simulation d'une thermopompe à compression de vapeur en cycle fermé.

La thermopompe générique représentée ci-dessus est utilisée pour la production d'eau chaude ou de vapeur. Les principales composantes sont notamment le compresseur, le condenseur à calandre, l'évaporateur à calandre et l'organe de détente du frigorigène. Le frigorigène effectue un cycle unitaire du côté calandre de chaque échangeur thermique.

Conclusions et recommandations

On a mis au point une technique de simulation permettant de comparer les thermopompes en fonction de leur rendement global, par exemple en fonction du CP. La technique a été élaborée en vue de son application éventuelle sur ordinateur.

On devrait vérifier les résultats de la simulation en les comparant avec les données et les évaluations de rendement obtenues pour des thermopompes qui sont déjà utilisées dans des installations industrielles.

3. RÉSUMÉS DES PROJETS RÉSIDENTIELS : Études des applications

CHAUFFAGE DES LOCAUX AU MOYEN DE LA THERMOPOMPE

Le Conseil national de recherches du Canada à Ottawa a publié le présent rapport en janvier 1978.

Raison du projet

Ce rapport a été préparé en vue de donner un aperçu du rendement des thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur, de la rentabilité et des perfectionnements possibles des thermopompes résidentielles. On a aussi étudié des systèmes à thermopompe utilisant d'autres sources de chaleur, et les résultats obtenus pour ces systèmes sont inclus dans le rapport.

Rendement d'une thermopompe

L'expression "point d'équilibre" désigne la température extérieure à laquelle la thermopompe peut tout juste satisfaire à la demande de chauffage d'un local climatisé. Aux températures extérieures plus basses que le point d'équilibre, la différence entre la capacité de la thermopompe et les pertes de chaleur de l'immeuble doit être comblée par des appareils de chauffage auxiliaires, ce qui réduit davantage le coefficient de performance (CP) saisonnier de l'unité. Aux températures extérieures plus élevées que le point d'équilibre, la thermopompe a un excès de capacité, et elle doit par conséquent être mise en marche et arrêtée de façon cyclique afin de prévenir le surchauffage du local climatisé.

On a trouvé que le coefficient de performance saisonnier (CPS), c'est-à-dire le rendement moyen du système à thermopompe pendant une saison de chauffage complète, dépendait des facteurs suivants : 1) les caractéristiques de fonctionnement de l'unité, par exemple la capacité, la consommation d'énergie et le CP en fonction de la température extérieure; 2) les pertes de chaleur de l'immeuble; et 3) la fréquence des périodes pendant lesquelles la température extérieure est telle qu'il faut chauffer le local et l'intensité du froid pendant ces périodes.

D'après les calculs effectués pour une résidence d'Ottawa, une thermopompe entièrement électrique (avec des résistances électriques chauffantes comme système auxiliaire) permettrait de réduire la consommation d'énergie de chauffage de 37 % comparativement à l'utilisation d'un système de chauffage par résistance uniquement.

Perfectionnements possibles

On a trouvé trois moyens d'accroître le coefficient de performance saisonnier de la thermopompe : 1) moduler la capacité en faisant varier la vitesse du compresseur lorsqu'il est utilisé à des températures extérieures plus élevées que le point d'équilibre; 2) réduire le givrage du serpentin extérieur pendant les périodes de temps froid et humide en utilisant un modèle spécial; 3) disposer les composantes autrement, c.-à-d. amener le compresseur et le robinet inverseur de l'extérieur à l'intérieur afin de tirer profit de leurs pertes de chaleur pendant la saison de chauffage.

Systèmes de chauffage auxiliaires de rechange

Les thermopompes résidentielles ont généralement été utilisées avec un autre système de chauffage (auxiliaire), par exemple une chaudière électrique. À la place de cette configuration entièrement électrique, on a recommandé d'utiliser une thermopompe combinée à un système de chauffage auxiliaire à combustible fossile. Le principal inconvénient de cette configuration est que la chaudière et la thermopompe ne peuvent pas fonctionner simultanément lorsque la température est inférieure au point d'équilibre. En effet, le serpentin intérieur de la thermopompe doit être placé en aval de l'échangeur thermique de la chaudière afin de prévenir la corrosion de l'changeur pouvant résulter de la condensation produite à l'intérieur de celui-ci pendant la saison de refroidissement. Lorsque le serpentin intérieur de la thermopompe est placé en aval de la chaudière, le fonctionnement simultané de la thermopompe et de la chaudière entraîne une forte consommation d'énergie du compresseur et des températures élevées du frigorigène côté refoulement dans la thermopompe, ce qui réduit le rendement de la thermopompe.

Facteurs économiques

On a étudié les facteurs économiques des systèmes à thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur. On a étudié différentes combinaisons de conditions et on a calculé dans chaque cas les investissements justifiables maximums. Le rapport a fait ressortir le rôle important que joueront les tendances futures des coûts de l'électricité (et des taux d'intérêt) sur la viabilité économique d'un système à thermopompe.

Sources de chaleur de rechange

Le rapport décrit plusieurs solutions de rechange à l'utilisation de l'air comme source de chaleur, notamment des systèmes à serpentin enterré, des thermopompes couplées à des capteurs solaires et des systèmes à thermopompe de type machine à glace (voir figure 1).

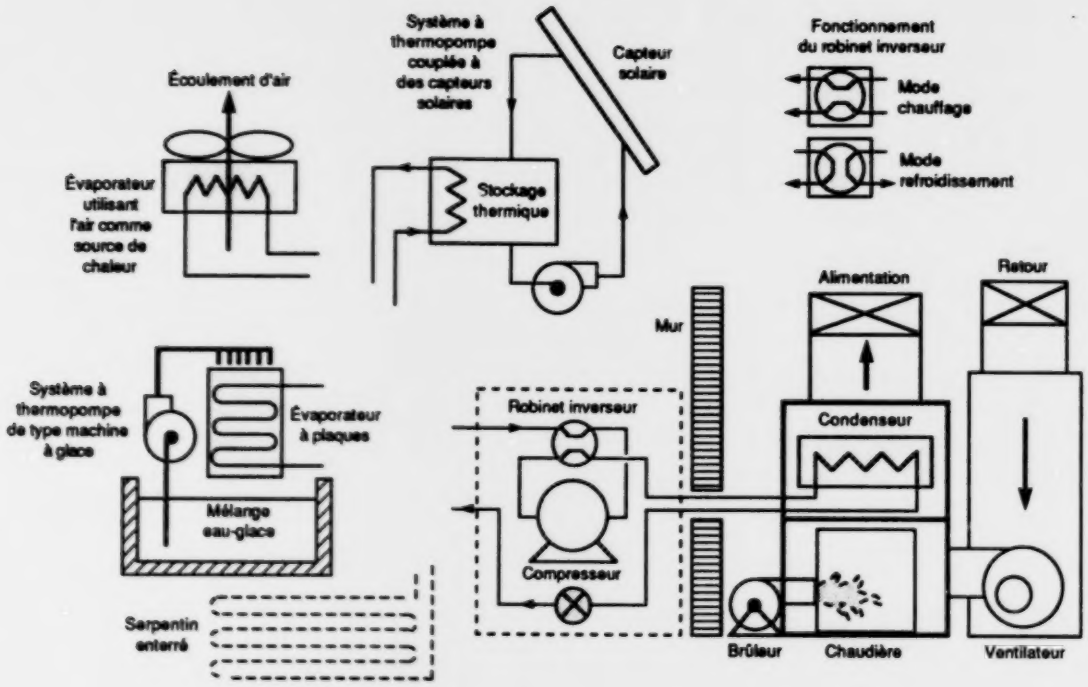

Figure 1. Diverses configurations d'un système de chauffage à thermopompe résidentiel.

Un système à serpentin enterré, installé dans une résidence de Toronto, qu'on a étudié pendant trois saisons de chauffage (1949-1952) a satisfait à 43 % de la demande de chauffage de la maison. Les dimensions et la configuration de l'échangeur thermique utilisé dans un système à serpentin enterré dépendent en grande partie de la profondeur de la nappe phréatique. Lorsqu'il faut assurer le refroidissement en été, le sol constitue une mauvaise source de froid. La chaleur rejetée du local climatisé par le biais du serpentin cause la propagation de l'humidité dans le sol, et il se forme des vides et cavités autour du serpentin, ce qui nuit au transfert de la chaleur. Même si le coût d'installation a été mentionné comme un autre facteur limitant, les thermopompes puisant l'énergie dans le sol peuvent avoir un rendement supérieur aux thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur, qui peut compenser le coût d'investissement plus élevé requis pour le serpentin enterré.

On a mentionné que les systèmes à thermopompe couplée à des capteurs solaires peuvent constituer une autre solution de rechange. Lorsqu'on utilise une forme quelconque de stockage de l'énergie thermique, on peut facilement surmonter les problèmes de captage liés à la nature intermittente du rayonnement solaire. L'efficacité de la thermopompe couplée à des capteurs

solaires est fonction de la superficie des capteurs et de la capacité de stockage thermique. L'accroissement de la superficie des capteurs (pour une capacité de stockage fixe) semble avoir plus d'effet sur le rendement du système que l'accroissement de la capacité de stockage (pour une superficie fixe des capteurs). Cependant, la superficie de captage et le volume de stockage sont soumis à des limites de coût et d'espace; c'est pourquoi il faut envisager d'autres options. Par exemple, l'utilisation d'une thermopompe fonctionnant en mode air-air pendant les jours doux et ensoleillés (lorsqu'il n'est pas nécessaire d'utiliser les capteurs) permettrait d'utiliser le circuit des capteurs pour recharger les réservoirs de stockage. Par temps doux et nuageux, ce mode de fonctionnement permettrait encore de répondre aux besoins de chauffage sans avoir recours à l'énergie thermique stockée. Un système comprenant des unités de stockage du côté condenseur et du côté évaporateur de la thermopompe aurait un meilleur rendement qu'un système ayant une seule unité de stockage car il serait alors possible d'utiliser une thermopompe de plus petite capacité fonctionnant de façon presque continue même si elle ne répond pas nécessairement à la demande de chauffage en tout temps.

L'Oak Ridge National Laboratory a travaillé à la mise au point de systèmes à thermopompe de type "machine à glace". Dans cet appareil, un évaporateur à plaques en aluminium remplace l'échangeur thermique air-frigorigène classique à courants croisés d'une thermopompe air-air type. Un dispositif de circulation fournit de l'eau glacée à un distributeur placé au-dessus des plaques de l'évaporateur. L'eau gèle à la surface de l'évaporateur qui est maintenu à environ -7°C (20°F), et la chaleur latente de fusion est alors libérée et communiquée au frigorigène qui s'évapore.

Le rapport indique qu'il faudra approfondir l'étude de ces trois systèmes de rechange afin d'évaluer leurs possibilités d'application dans les maisons.

Conclusions

On a conclu que les thermopompes air-air peuvent concurrencer au plan économique avec les systèmes de chauffage par résistance.

Trois facteurs importants dont il faut tenir compte dans l'étude des sources de chaleur de rechange des systèmes à thermopompe résidentiels ont été mis en évidence. Ce sont le coût initial pour le consommateur, la fiabilité du système, et le facteur de charge et ses effets sur l'appareil. (Un système de rechange dont on n'a pas traité dans le présent rapport est le système à thermopompe utilisant l'eau de puits comme source de chaleur. Ce type de thermopompe a été analysé dans des rapports subséquents du CNRC.)

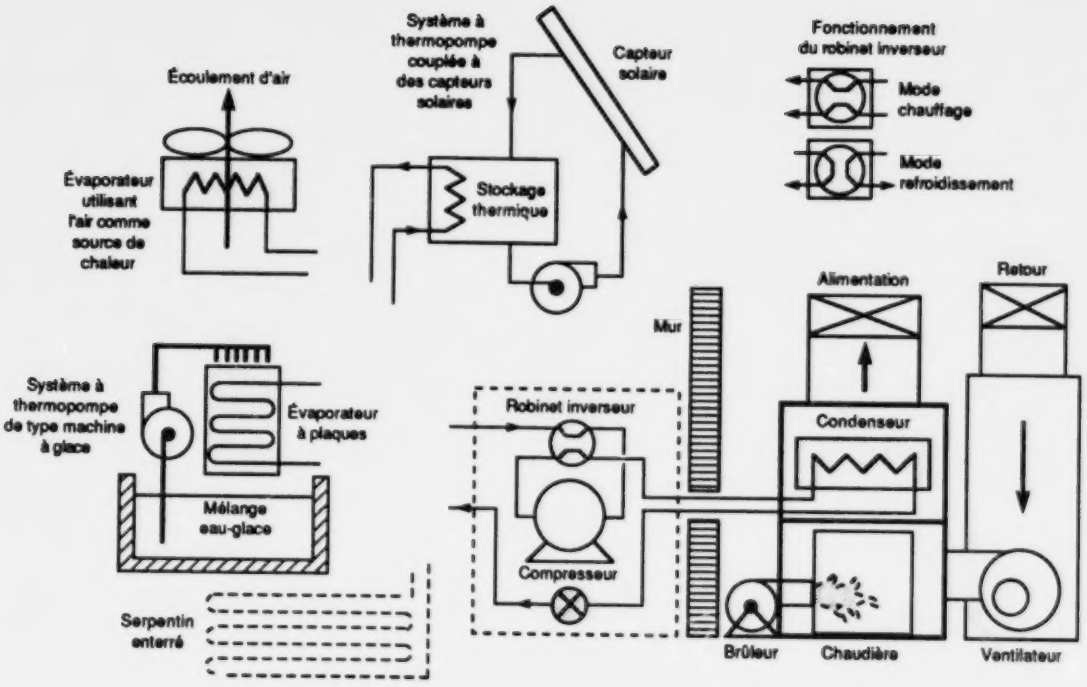

Figure 1. Diverses configurations d'un système de chauffage à thermopompe résidentiel.

Un système à serpentin enterré, installé dans une résidence de Toronto, qu'on a étudié pendant trois saisons de chauffage (1949-1952) a satisfait à 43 % de la demande de chauffage de la maison. Les dimensions et la configuration de l'échangeur thermique utilisé dans un système à serpentin enterré dépendent en grande partie de la profondeur de la nappe phréatique. Lorsqu'il faut assurer le refroidissement en été, le sol constitue une mauvaise source de froid. La chaleur rejetée du local climatisé par le biais du serpentin cause la propagation de l'humidité dans le sol, et il se forme des vides et cavités autour du serpentin, ce qui nuit au transfert de la chaleur. Même si le coût d'installation a été mentionné comme un autre facteur limitant, les thermopompes puisant l'énergie dans le sol peuvent avoir un rendement supérieur aux thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur, qui peut compenser le coût d'investissement plus élevé requis pour le serpentin enterré.

On a mentionné que les systèmes à thermopompe couplée à des capteurs solaires peuvent constituer une autre solution de rechange. Lorsqu'on utilise une forme quelconque de stockage de l'énergie thermique, on peut facilement surmonter les problèmes de captage liés à la nature intermittente du rayonnement solaire. L'efficacité de la thermopompe couplée à des capteurs

solaires est fonction de la superficie des capteurs et de la capacité de stockage thermique. L'accroissement de la superficie des capteurs (pour une capacité de stockage fixe) semble avoir plus d'effet sur le rendement du système que l'accroissement de la capacité de stockage (pour une superficie fixe des capteurs). Cependant, la superficie de captage et le volume de stockage sont soumis à des limites de coût et d'espace; c'est pourquoi il faut envisager d'autres options. Par exemple, l'utilisation d'une thermopompe fonctionnant en mode air-air pendant les jours doux et ensoleillés (lorsqu'il n'est pas nécessaire d'utiliser les capteurs) permettrait d'utiliser le circuit des capteurs pour recharger les réservoirs de stockage. Par temps doux et nuageux, ce mode de fonctionnement permettrait encore de répondre aux besoins de chauffage sans avoir recours à l'énergie thermique stockée. Un système comprenant des unités de stockage du côté condenseur et du côté évaporateur de la thermopompe aurait un meilleur rendement qu'un système ayant une seule unité de stockage car il serait alors possible d'utiliser une thermopompe de plus petite capacité fonctionnant de façon presque continue même si elle ne répond pas nécessairement à la demande de chauffage en tout temps.

L'Oak Ridge National Laboratory a travaillé à la mise au point de systèmes à thermopompe de type "machine à glace". Dans cet appareil, un évaporateur à plaques en aluminium remplace l'échangeur thermique air-frigorigène classique à courants croisés d'une thermopompe air-air type. Un dispositif de circulation fournit de l'eau glacée à un distributeur placé au-dessus des plaques de l'évaporateur. L'eau gèle à la surface de l'évaporateur qui est maintenu à environ -7°C (20°F), et la chaleur latente de fusion est alors libérée et communiquée au frigorigène qui s'évapore.

Le rapport indique qu'il faudra approfondir l'étude de ces trois systèmes de rechange afin d'évaluer leurs possibilités d'application dans les maisons.

Conclusions

On a conclu que les thermopompes air-air peuvent concurrencer au plan économique avec les systèmes de chauffage par résistance.

Trois facteurs importants dont il faut tenir compte dans l'étude des sources de chaleur de rechange des systèmes à thermopompe résidentiels ont été mis en évidence. Ce sont le coût initial pour le consommateur, la fiabilité du système, et le facteur de charge et ses effets sur l'appareil. (Un système de rechange dont on n'a pas traité dans le présent rapport est le système à thermopompe utilisant l'eau de puits comme source de chaleur. Ce type de thermopompe a été analysé dans des rapports subséquents du CNRC.)

COÛT D'ACQUISITION ET D'UTILISATION D'UNE THERMOPOMPE

Le présent rapport, daté d'avril 1980, a été préparé par le Conseil national de recherches du Canada.

Raison du projet

L'objectif de cette étude était de donner les grandes lignes des caractéristiques de fonctionnement de différentes thermopompes résidentielles et de comparer les coûts (1979) d'acquisition et d'utilisation de ces appareils avec les coûts d'une chaudière classique. La comparaison avait pour but de permettre au consommateur de choisir un système de chauffage approprié, en vue de l'ajouter à une installation existante, de remplacer le système existant ou de l'installer dans une nouvelle maison, en fonction du coût du cycle de vie.

Rendement du système de chauffage

On a calculé les besoins d'énergie pour le chauffage d'une maison "type" dans différentes villes canadiennes, à l'aide d'une méthode élaborée pour l'étude. On a examiné le rendement des différents systèmes de chauffage à l'étude, et on a introduit un nouveau paramètre, le rendement saisonnier (RS). Le RS des systèmes de chauffage électrique est de 100 % et celui des thermopompes est habituellement de 100 à 200 %. Les systèmes alimentés au combustible fossile, dont le rendement est fonction de la charge, ont un RS beaucoup plus faible que 100 %.

Les différentes types des systèmes à thermopompe ont été décrits brièvement (voir figure 1), et les avantages et les inconvénients ont été donnés pour chacun. Ces systèmes ont été regroupés selon les catégories suivantes :

- thermopompe entièrement électrique : thermopompe air-air couplée à des éléments de chauffage électrique supplémentaires;
- thermopompe d'adjonction : thermopompe air-air ajoutée à une chaudière alimentée au combustible fossile, dont le serpentin intérieur est placé en aval de la chaudière;
- thermopompe hybride : thermopompe air-air ajoutée à une chaudière alimentée au combustible fossile, dont le serpentin intérieur est placé en amont de la chaudière. Ce système peut fonctionner de façon continue au-dessous du point d'équilibre.

Facteurs économiques

On a préparé des tableaux montrant les coûts de l'énergie et les quantités de combustible disponibles pour les différentes régions, de même que des

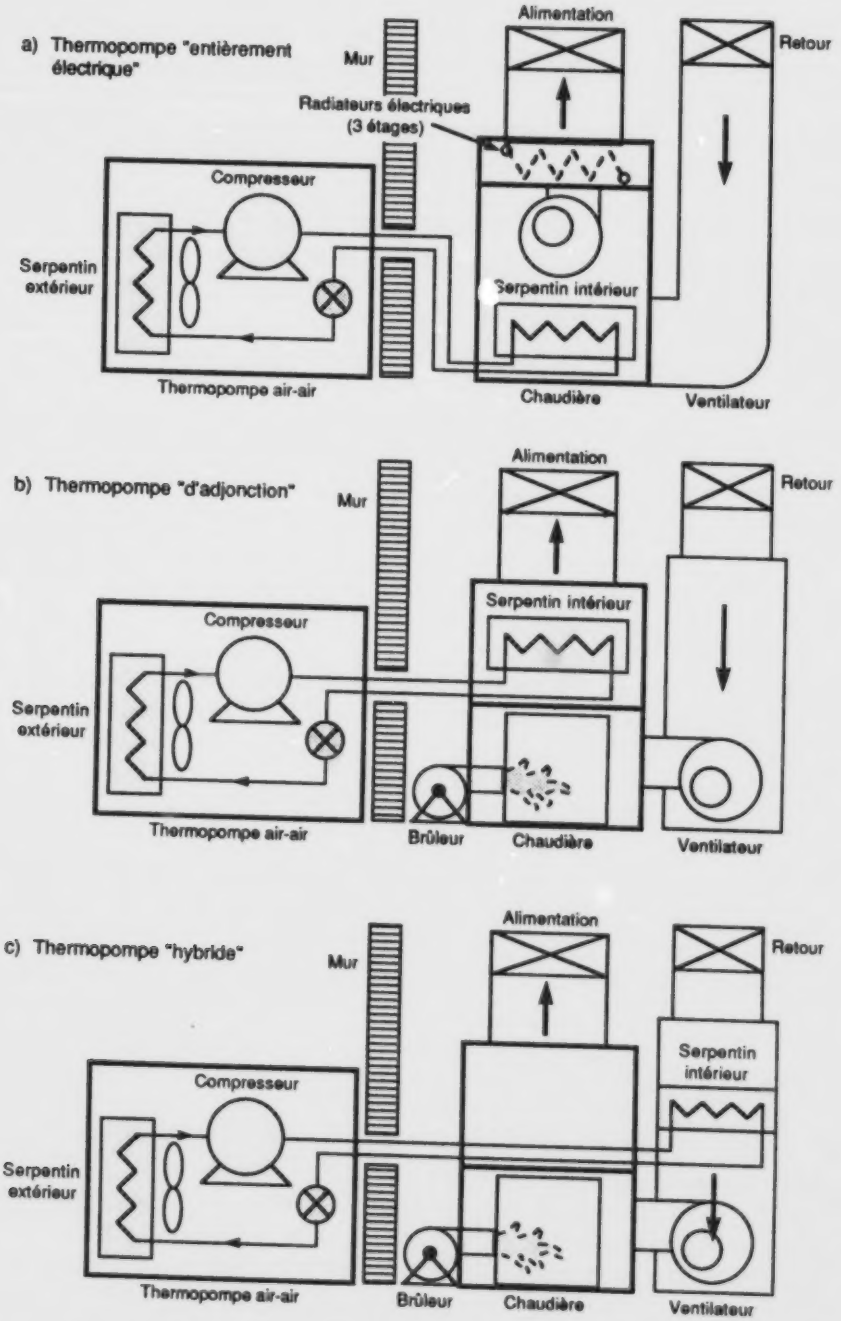

Figure 1. Trois systèmes à thermopompe résidentiels - Le mode de chauffage est indiqué.

graphiques des coûts annuels de l'énergie de chauffage associés aux différents systèmes, pour chacune des villes considérées dans la comparaison. Les coûts d'investissement et les coûts d'entretien annuels ont été indiqués pour chaque système mentionné sur les figures concernant Ottawa. Les coûts particuliers, associés par exemple à l'amélioration du service électrique ou aux perfectionnements apportés aux cheminées, ont été inclus, et les coûts du cycle de vie totaux ont été calculés et présentés sous forme graphique. On a déterminé les coûts du cycle en calculant la valeur actuelle des coûts de l'énergie et des coûts d'entretien pendant toute la vie du système et on les a ajoutés aux coûts d'investissement pour le système.

Conclusions

En se basant sur certaines hypothèses faites dans le rapport, on a trouvé qu'à ce moment une chaudière au gaz naturel était l'option la plus économique comme remplacement d'un système de chauffage à l'huile, comme système de chauffage à installer dans une maison neuve, ou comme système à ajouter à une installation existante. Après coup, on a réalisé que les hypothèses relatives à la vie utile des thermopompes (12 ans) et aux tendances futures des prix de l'énergie et des taux d'intérêt étaient prudentes.

Dans les régions où on ne dispose pas de gaz naturel, et selon la consommation annuelle de combustible, un système de chauffage électrique ou un système à thermopompe serait la meilleure option pour une maison neuve dans toutes les régions du Canada, sauf à Halifax (N.-É.).

Dans les cas où il n'y avait pas de gaz naturel et où il fallait remplacer une chaudière à l'huile existante, on a trouvé qu'un système hybride combinant une chaudière à l'huile et une thermopompe était souvent justifié, sans qu'on ait à prévoir un coût en capital pour la climatisation. Cependant, lorsqu'une chaudière à l'huile est encore utilisable, il faut prévoir le coût en capital pour la climatisation dans l'étude visant à justifier l'addition d'une thermopompe. Bien que les thermopompes d'adjonction, qui permettent un fonctionnement au-dessous du point d'équilibre, n'aient pas été considérées dans l'analyse, elles constituent dans la plupart des cas une option économique de modification du système existant sans qu'il faille tenir compte du coût en capital pour la climatisation.

Recommandations

On a recommandé que le propriétaire se renseigne sur les coûts en capital et les coûts d'entretien dans sa région. On a souligné que ces coûts varient considérablement d'une région à l'autre et que les valeurs utilisées pour calculer les coûts du "cycle de vie total" sont basées sur les prix mentionnés dans la région d'Ottawa.

RENDEMENT THERMIQUE ET RENTABILITÉ DE DIX SYSTÈMES DE CHAUFFAGE DES LOCAUX

La société Spider Engineering Associates de Waterloo (Ontario) a réalisé cette étude entre 1982 et 1984, dans le cadre d'un contrat passé avec le Conseil national de recherches du Canada.

Raison du projet

L'intérêt récent pour les économies d'énergie a conduit à la mise au point d'un certain nombre de nouveaux systèmes de chauffage résidentiels. Les consommateurs se retrouvent donc face à un nombre sans précédent d'options lorsque vient le moment de choisir un système de chauffage.

L'objectif du présent travail était de comparer le rendement thermique et la rentabilité de divers systèmes de chauffage dans différentes régions du Canada, aussi bien dans des maisons neuves que dans des maisons existantes, et d'offrir ainsi au consommateur des éléments de base lui permettant de faire un choix.

Approche

Au total, on a évalué dix systèmes de chauffage utilisés dans des maisons neuves et des maisons existantes dans huit villes canadiennes. On a utilisé deux programmes de simulation sur ordinateur : le programme HEAT, pour modéliser le rendement des différents systèmes de chauffage, et le programme WATCORE, pour évaluer la demande de chauffage horaire de deux maisons identiques ayant des degrés d'isolation et d'étanchéité différents. Les données météorologiques horaires pour chaque ville ont été obtenues à partir de bandes préparées par le CNRC.

On a évalué la rentabilité pour différents indices économiques : coûts du cycle de vie, période de récupération actualisée, taux de rendement interne et coûts de l'énergie pendant la première année.

Quatre des dix systèmes évalués étaient des systèmes à thermopompe : une thermopompe à eau de puits; une thermopompe entièrement électrique utilisant l'air comme source de chaleur; une thermopompe à deux compresseurs entièrement électrique utilisant l'air comme source de chaleur et une thermopompe d'adjonction. On n'a pas tenu compte du coût en capital pour la capacité de climatisation des thermopompes; le coût de la climatisation centrale n'a pas non plus été ajouté au coût des systèmes de chauffage de rechange.

Les autres systèmes de chauffage évalués étaient des chaudières à l'huile et à gaz classiques; des chaudières à gaz de rendement moyen et à gaz à condensation; une chaudière à résistance et un système de chauffage électrique à plénum.

Tableau 1. Rendement annuel du système de chauffage dans la ville de Toronto

Modèle de maison	Demande de chauffage annuelle (MJ)	Système de chauffage	Consommation d'énergie annuelle		
			Gaz (m^3)	Huile (L)	Électricité (kWh)[1]
Maison 1	40 132	Chaudière à gaz classique	2067	0	465
		Chaudière à l'huile classique	0	1839	1608
		Chaudière à gaz de rendement moyen	1643	0	672
		Chaudière à gaz à condensation	1167	0	709
		Système électrique à air forcé	0	0	11 309
		Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur	0	0	4201
		Thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur	0	0	5011/1439
		Thermopompe à deux compresseurs	0	0	5954/263
Maison 2	66 087	Chaudière à gaz classique	3033	0	683
		Chaudière à l'huile classique	0	2765	2084
		Chaudière à gaz de rendement moyen	2604	0	1033
		Chaudière à gaz à condensation	1921	0	1126
		Système électrique à air forcé	0	0	18 623
		Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur	0	0	6723
		Thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur	0	0	6946/4012
		Thermopompe à deux compresseurs	0	0	9077/1133
		Thermopompe d'adjonction	0	0	7149
		Système de chauffage électrique à plénum	0	0	9261

[1]Lorsqu'il y a entrée double de type x/y, x représente la consommation de la thermopompe et y, la consommation du système auxiliaire.

Tableau 2. Facteurs économiques pour la ville de Toronto

Modèle de maison	Système de chauffage	Coûts du cycle de vie		Période de récupération actualisée		Taux de rendement interne		Coûts de l'énergie pendant la première année	
		$	Rang	Ans	Rang	%	Rang	$	Rang
Maison 1	Chaudière à gaz classique	7 325	3	-	-	-	-	452	6
	Chaudière à l'huile classique	10 391	8	>15		<1		687	8
	Chaudière à gaz de rendement moyen	6 639	2	3	1	56	1	372	5
	Chaudière à gaz à condensation	6 167	1	6	2	31	2	275	3
	Système électrique à air forcé	7 752	4	>15		<1		498	7
	Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur	9 524	6	>15		3	3	185	1
	Thermopompe utiil-sant l'air comme source de chaleur	8 889	5	>15		<1		284	4
	Thermopompe à deux compresseurs	9 924	7	>15		<1		274	2
Maison 2	Chaudière à gaz classique	8 419	3	4	1	38	2	663	7
	Chaudière à l'huile classique	10 977	8	-	-	-	-	1018	10
	Chaudière à gaz de rendement moyen	7 670	2	5	3	36	3	589	5
	Chaudière à gaz à condensation	6 637	1	4	1	42	1	450	3
	Système électrique à air forcé	10 362	6	12	6	17	5	819	8
	Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur	8 601	4	9	4	20	4	296	1
	Thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur	10 268	5	14	7	15	6	482	4
	Thermopompe à deux compresseurs	11 091	9	>15		12	8	449	2
	Thermopompe d'adjonction	10 542	7	11	5	15	6	616	6
	Système électrique à plénum	11 590	10	>15		<1		1017	9

Résultats

Le rendement et les facteurs économiques des systèmes de chauffage sont présentés dans des tableaux semblables aux tableaux 1 et 2 respectivement, pour chacune des huit villes canadiennes de l'étude.

De plus, les effets des facteurs suivants sur le rendement des systèmes de chauffage sont présentés et analysés :

- surdimensionnement de la chaudière
- capacité de la thermopompe
- méthode de commande de la thermopompe
- méthode de commande du système de chauffage à plénum.

On présente aussi les hypothèses ou éléments sur lesquels on s'est basé pour déterminer le prix de l'énergie, la vie utile des systèmes, les taux d'actualisation et d'inflation, les coûts du matériel, de même que les coûts d'entretien et de réparation.

Conclusions

On a tiré les conclusions suivantes au sujet du rendement des différents systèmes de chauffage :

- l'addition d'un registre de cheminée et d'un dispositif d'allumage électronique à une chaudière à gaz classique à tirage naturel peut donner un accroissement du rendement saisonnier d'environ 15 à 20 %;
- une chaudière à gaz à condensation peut avoir un rendement saisonnier 60 % plus élevé qu'une chaudière à gaz classique à tirage naturel;
- le dimensionnement adéquat d'une chaudière à gaz classique a permis d'accroître le rendement saisonnier de 6 %;
- les économies d'énergie prévues pour l'utilisation d'une thermopompe entièrement électrique utilisant l'air comme source de chaleur à la place d'un système de chauffage par résistance électrique étaient comprises entre un minimum de 25 % pour Winnipeg et un maximum de 55 % pour Vancouver;
- selon l'endroit, une thermopompe à deux compresseurs permettait des économies d'énergie de 8 à 12 % plus élevées qu'une thermopompe à un seul compresseur.

On a tiré les conclusions suivantes au sujet de la rentabilité des différents systèmes de chauffage :

- dans les applications de **chauffage seulement**, dans les maisons neuves, les coûts du cycle de vie et les périodes de récupération les plus faibles ont été obtenus avec les chaudières à gaz à condensation et les chaudières à gaz de rendement moyen;

- dans les applications de **chauffage seulement**, dans les maisons existantes, les chaudières à gaz à condensation et les thermopompes à eau de puits ont donné les coûts du cycle de vie les plus bas, selon l'endroit.

Recommandations

On a recommandé d'approfondir l'étude des modèles de thermopompes d'adjonction et de systèmes électriques à plénum car les valeurs prévues du rendement et les valeurs obtenues en situation réelle différaient de façon appréciable (le rendement réel était supérieur au rendement prévu à partir du modèle). On a attribué cette différence à la relation complexe entre l'écoulement des gaz de cheminée de la chaudière et la demande de chauffage de la maison.

Bien que le rapport ne le recommande pas, on devrait refaire l'analyse économique afin de déterminer le système de chauffage/climatisation le plus rentable, étant donné qu'on s'intéresse de plus en plus à la climatisation centrale dans certaines régions du Canada.

RENDEMENT ET CHOIX D'UNE THERMOPOMPE D'ADJONCTION

Ce document a été publié par le Conseil national de recherches du Canada en octobre 1981.

Raison du projet

Afin de réduire la consommation de pétrole, le gouvernement du Canada a mis sur pied un programme dans le cadre duquel des subventions sont accordées aux propriétaires qui remplacent leur système de chauffage à l'huile par un autre type de système de chauffage, par exemple au gaz naturel ou à l'électricité. Cette subvention s'appliquait aussi aux thermopompes d'adjonction, lorsque la thermopompe permettait de réduire la consommation d'huile à 50 % des niveaux de consommation annuels précédents.

L'addition d'une thermopompe électrique à une chaudière à l'huile existante permet dans la plupart des cas de réduire la consommation annuelle d'huile

de plus de 50 %. Les économies réelles au plan des coûts de l'énergie sont fonction de la quantité d'électricité consommée par la thermopompe, et des coûts de l'huile et de l'électricité.

L'objectif du présent rapport était de donner aux propriétaires une méthode de calcul simple leur permettant de déterminer la consommation d'électricité et d'huile résultant de l'addition d'une thermopompe à leur chaudière actuelle.

Modèle

La thermopompe satisfait entièrement à la demande de chauffage de la maison jusqu'à ce que les pertes de chaleur de la maison dépassent la capacité de la thermopompe. Ce phénomène se produit généralement au voisinage de -5°C à 0°C, et la température à laquelle il se produit est appelée le point d'équilibre. Lorsque la température devient inférieure au point d'équilibre, le système fonctionne dans l'un des deux modes suivants :

(a) la thermopompe cesse de fonctionner et la chaudière répond entièrement à la demande de chauffage; ou

(b) la chaudière et la thermopompe sont toutes deux utilisées pour répondre à la demande de chauffage, mais elles ne fonctionnent jamais simultanément.

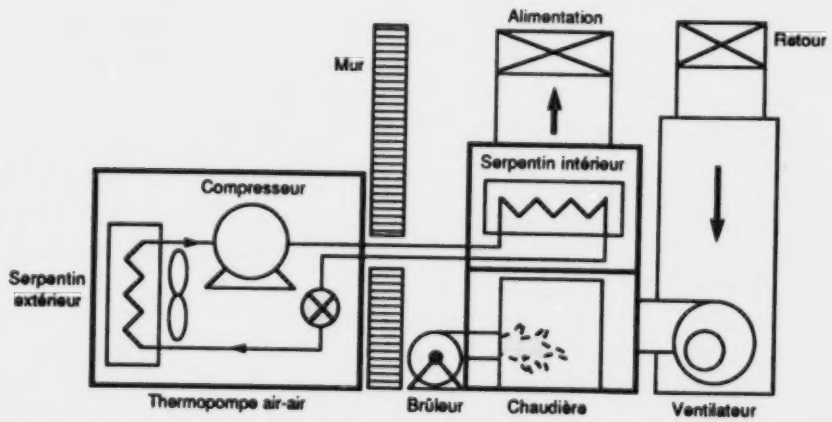

Figure 1. Système à thermopompe d'adjonction - Le mode de chauffage est représenté.

La figure 1 (ci-dessus) montre une thermopompe d'adjonction utilisée comme appoint d'une chaudière à l'huile. La thermopompe répond entièrement à la demande de chauffage jusqu'au point d'équilibre, qui se situe normalement entre -5°C et 0°C. Aux températures ambiantes inférieures au point d'équilibre, la thermopompe ou bien cesse de fonctionner ou bien est utilisée avec la chaudière pour répondre à la demande de chauffage, selon le mode de commande adopté. La chaudière et la thermopmpe ne fonctionnent jamais simultanément.

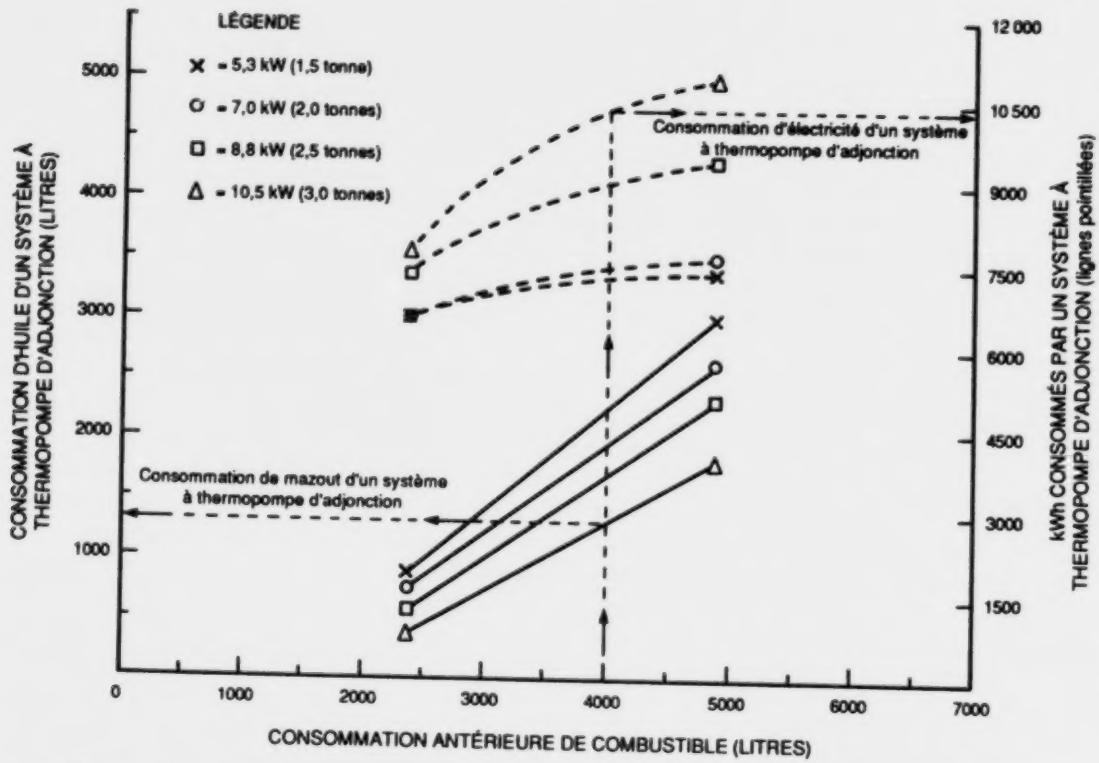

Figure 2. Ottawa : Thermopompe d'adjonction fonctionnant au-dessous du point d'équilibre.

Le graphique ci-dessus permet à un propriétaire de prévoir les économies d'huile résultant de l'installation d'une thermopompe d'adjonction. Par exemple :

Consommation annuelle moyenne d'huile	4000 L
Consommation annuelle moyenne d'huile d'un système à thermopompe d'adjonction (10,5 kW/3 tonnes)	1330 L
Réduction de la consommation d'huile	67 %
Consommation d'énergie électrique	10 350 kWh En

considérant que l'huile coûte 25 ¢/L et l'électricité 3,12 ¢/kWh, on peut calculer les économiques de la façon suivante :
(4000 - 1330) × 0,25 - (10 350 × 0,0312) = 345 $.

Dans l'un ou l'autre des modes de fonctionnement (a) et (b), la commande est principalement assurée par un thermostat intérieur central. Des thermostats placés dans la chaudière, dans le mode (b), et un thermostat extérieur, dans les modes (a) et (b), commandent la thermopompe. Une thermopompe d'adjonction est représentée à la figure 1.

Méthode de calcul

Le rapport contient des graphiques pour huit villes canadiennes, qui permettent aux propriétaires de déterminer la consommation prévue d'huile et

d'électricité après l'addition d'une thermopompe à la chaudière existante. Les seules données nécessaires pour utiliser les graphiques sont la consommation antérieure de la maison en huile à chauffage, la grosseur de la thermopompe et la méthode de commande. Les fabricants donneront une estimation de la grosseur de thermopompe requise (basée sur la capacité de refroidissement) et indiqueront la méthode de commande, (a) ou (b). La figure 2 montre un exemple de graphique et la façon de l'utiliser. Dans cet exemple, un propriétaire d'Ottawa peut réaliser des économies annuelles nettes de 345 $ au moyen d'une thermopompe d'adjonction.

D'autres facteurs influent sur le coût d'acquisition et d'utilisation d'un système à thermopompe d'adjonction, notamment les frais de service ou d'entretien préventif.

Conclusion

Dans la plupart des cas, une thermopompe d'adjonction permet une réduction de la consommation d'huile d'au moins 50 %, condition requise pour avoir droit aux subventions offertes par le gouvernement dans le cadre de son programme de remplacement du pétrole.

Mise à jour

Le gouvernement a mis fin à sa subvention en 1985.

CALCUL DE LA CONSOMMATION D'ÉNERGIE D'UNE THERMOPOMPE

Le Conseil national de recherches du Canada a publié le présent document, portant sur le calcul de la consommation d'énergie d'une thermopompe, en septembre 1979.

Raison du projet

La consommation d'énergie achetée d'un système à thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur peut être calculée à l'aide de la méthode des compartiments (bin method) présentée dans le ASHRAE Systems Handbook (1976). On croit qu'avec cette méthode, on obtenait une surestimation de la consommation d'énergie de chauffage et par conséquent une exagération des économies d'énergie de chauffage réalisées au moyen de la thermopompe.

Le présent rapport propose une méthode de rechange à la méthode de l'ASHRAE qui permettrait de prévoir de façon plus précise la charge de chauffage des locaux et les économies d'énergie de chauffage.

Approche

Trois améliorations ont été apportées à la méthode de l'ASHRAE. Premièrement, on a tenu compte des effets des gains thermiques internes et solaires. Deuxièmement, on a ajouté un facteur de réduction des pertes de chaleur saisonnier (FRPCS) pour chaque composante de l'immeuble. Ce facteur permet des calculs des pertes de chaleur de la structure plus précis que le simple facteur de correction de degré jour global utilisé dans la méthode des compartiments de l'ASHRAE. Enfin, on a déterminé une température "d'équilibre" de l'air extérieur au-dessus de laquelle les gains internes et solaires compensent les pertes de chaleur de l'immeuble.

On a supposé que les taux d'infiltration étaient compris entre 0,2 et 0,5 renouvellement d'air par heure. On a supposé que les pertes de chaleur par les surfaces au-dessous du niveau du sol étaient constantes et indépendantes des différences entre la température intérieure et la température extérieure.

On a estimé les gains thermiques solaires à travers les fenêtres à l'aide de facteurs basés sur les travaux de recherche du CNRC. Les gains thermiques internes comprenaient toute l'énergie électrique consommée par les appareils et les lumières, 60 % de l'énergie utilisée pour le chauffage de l'eau domestique et la chaleur dégagée par les occupants de la maison (estimée en considérant en moyenne deux occupants, pendant 12 h par jour, à raison de 65 W par occupant). Toutes les valeurs ont été appliquées à une saison de chauffage qui est définie comme l'ensemble des mois pour lesquels la température moyenne est inférieure à la température "d'équilibre".

Résultats

On a utilisé une maison unifamiliale à deux étages existante (surface chauffée de 164 m^2) d'Ottawa (4673 degrés Celsius-jours) pour démontrer l'application de la méthode des compartiments "modifiée". On a fait des calculs en utilisant d'abord la méthode "modifiée", puis la méthode AHSRAE originale; enfin, on a comparé les résultats obtenus à l'aide de deux méthodes avec les données enregistrées sur place dans la même maison. Les résultats sont résumés ci-dessous et représentés dans la figure 1.

Méthode "modifiée"

Énergie de chauffage saisonnier totale	11 520 kWh
Facteur de rendement saisonnier	1,9
Économies d'énergie par rapport au chauffage par résistance	5 340 kWh

Méthode "ASHRAE"

Énergie de chauffage saisonnier totale	20 070 kWh
Facteur de rendement saisonnier	2,2
Économies d'énergie par rapport au chauffage par résistance	11 120 kWh

Résultats des mesures effectuées sur place

Énergie de chauffage saisonnier totale	10 500 kWh

Remarquer que le facteur de rendement saisonnier, calculé séparément à l'aide de la méthode "modifiée" et de la méthode ASHRAE, est plus élevé lorsqu'il est calculé avec cette dernière méthode. Cette différence est due au fait que la méthode ASHRAE donne une surestimation de l'utilisation de la thermopompe par période de temps doux, lorsqu'elle fonctionne à des CP élevés.

Conclusions

La méthode des compartiments "modifiée" a donné une valeur prévue de l'énergie de chauffage requise beaucoup plus près de la consommation d'énergie réelle que la méthode ASHRAE; la méthode "modifiée" a donné une

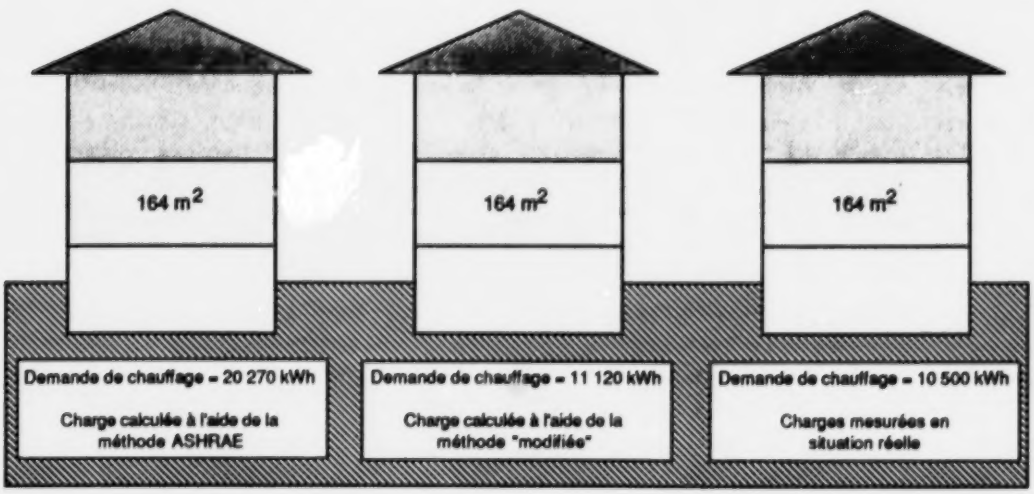

Figure 1. Différences entre les demandes de chauffage calculées et comparaison avec la charge mesurée.

valeur estimée de 11 520 kWh et la méthode ASHRAE, une valeur de 20 070 kWh, pour une maison dont la consommation a ultérieurement été évaluée à 10 500 kWh.

APPLICATION DES THERMOPOMPES DANS LES MAISONS CHAUFFÉES À L'EAU CHAUDE

L'Ontario Research Foundation a effectué cette étude de faisabilité qui date de mai 1984.

Raison du projet

Les thermopompes d'adjonction sont normalement installées dans des maisons où il existe déjà un système de distribution à air forcé. Il est toutefois possible d'installer des thermopompes d'adjonction air-eau dans des maisons ayant des systèmes de distribution à l'eau chaude.

L'objectif de la présente étude est d'évaluer la faisabilité technique et économique de l'addition de thermopompes aux maisons ayant des systèmes de distribution à l'eau chaude.

Conception et méthode d'évaluation

Une thermopompe air-eau serait couplée à un système de chauffage à l'eau chaude existant. L'eau de retour du système de distribution traverserait d'abord la thermopompe, puis la chaudière. Pendant les périodes de temps doux, la thermopompe répondrait entièrement à la demande de chauffage, tandis que pendant les périodes de temps plus froid, la chaudière serait

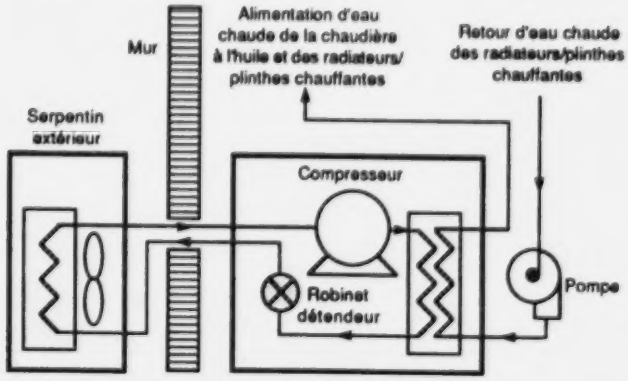

Figure 1. Application d'une thermopompe air-eau à un système de chauffage à l'eau chaude. Le système n'effectue pas le refroidissement en été.

utilisée comme appoint de la thermopompe. Un schéma du système est représenté à la figure 1.

L'approche adoptée consistait à préparer un modèle informatique du système de chauffage à l'eau chaude avec sa thermopompe d'adjonction et à simuler son rendement.

On a choisi pour l'analyse deux thermopompes air-eau Carrier, de capacités nominales de 11 et 16 kW. On a utilisé les données du fabricant pour modéliser leur rendement.

Les plinthes chauffantes ont été testées dans le laboratoire au moyen de la cabine d'essai à mur chaud de l'Ontario Research Foundation. Les essais ont permis de déterminer les caractéristiques de transfert de chaleur des plinthes chauffantes pour une vaste gamme de températures de l'eau d'alimentation. On a testé trois types d'unités utilisées couramment : une plinthe en fonte, une plinthe à ailettes en aluminium et un radiateur en fonte. Les données de rendement ont été intégrées au programme de simulation sur ordinateur des systèmes à thermopompe à eau chaude.

Facteurs économiques

La simulation sur ordinateur a permis de prévoir la quantité d'énergie achetée consommée par les systèmes à thermopompe à eau chaude. Les coûts du cycle de vie et les périodes de récupération actualisées ont été déterminés à partir des coûts de conversion et des coûts d'exploitation réduits. L'analyse économique a été effectuée pour des maisons de cinq catégories différentes de demande de chauffage dans trois villes différentes (Halifax, Montréal et Toronto) pour différentes grosseurs de thermopompes et des systèmes de distribution à l'eau chaude. On a aussi déterminé les coûts du cycle de vie et les périodes de récupération actualisées pour trois autres options de conversion : conversion à des chaudières électriques et à des chaudières au gaz naturel, et conversion d'un brûleur pour combustible liquide à un brûleur à gaz naturel dans une chaudière existante. Le tableau 1 montre un échantillon des résultats de cette analyse, pour une maison dont la consommation de combustible liquide était de 3900 L/a et une thermopompe ayant une capacité de 16 kW (air extérieure à 8,3°C, eau de retour à 38°C).

Les économies d'huile étaient généralement de 70 à 80 %, et le calcul des coûts du cycle de vie a montré qu'il y avait des économies nettes dans les maisons où la consommation d'huile dépassait 3500 L/a. Dans le cas des maisons dont les données sont présentées au tableau 1, les périodes de récupération actualisées étaient de 9 à 13 ans. Cependant, à Montréal et à Toronto, où on dispose de gaz naturel, le remplacement d'un brûleur à

Tableau 1. Analyse économique de la conversion à une thermopompe à l'eau chaude de 16 kW dans une maison dont la consommation d'huile était de 3900 L/a (tous les coûts sont exprimés en dollars de 1984)

Type de conversion	Coût installé ($)	Coût d'exploitation[1] ($)			Économies d'huile (%)			Coût du cycle de vie ($)			Différence du coût du cycle de vie ($)			Période de récupération actualisée (ans)		
		Hfx	Mtl	Tor	Hfx	Mtl	Tor	Hfx	Mtl	Tor	Hfx	Mtl	Tor	Hfx	Mtl	Tor
Chaudière à l'huile (cas de référence)	-	1420	1460	1460	-	-	-	16200	16500	16600	-	-	-	-	-	-
Thermopompe et plinthes à ailettes en aluminium	4600	1070	940	910	79	68	73	15500	14700	14600	700	1800	2000	12,9	9,8	9,7
Thermopompe et radiateurs en fonte	4600	1060	910	870	85	71	79	15300	14400	14100	900	2100	2500	12,3	9,2	9,0
Thermopompe et plinthes en fonte	4600	1050	890	860	87	73	80	15200	14100	13900	1000	2400	2600	11,9	8,8	8,7
Chaudière électrique	2700	1690	1060	1130	100	100	100	19500	13900	15200	S/O	2600	1400	S/O	6,7	9,9
Chaudière à gaz	2520	S/O	1030	880	S/O	100	100	S/O	14500	12800	S/O	2000	3800	S/O	6,8	4,8
Brûleur pour la conversion au gaz	1170	S/O	1020	870	S/O	100	100	S/O	13000	11300	S/O	3500	5300	S/O	2,8	2,0

[1] Incluant les coûts de l'énergie et les coûts d'entretien
Halifax : Huile, 34,8 ¢/L; électricité, 6,80 ¢/kWh; gaz naturel, sans objet
Montréal : Huile, 35,2 ¢/L; électricité, 3,95 ¢/kWh; gaz naturel, 24,2 ¢/m^3
Toronto : Huile 36,3 ¢/L; électricité, 4,52 ¢/kWh; gaz naturel 21,2 ¢/m^3

l'huile par un brûleur à gaz naturel a donné des coûts du cycle de vie et des périodes de récupération beaucoup plus bas.

Autres options

On a effectué des essais en laboratoire dans lesquels on avait ajouté un ventilateur tangentiel aux plinthes et aux radiateurs, et les résultats ont nettement montré une réduction de la température de l'eau de retour et un accroissement de l'utilisation de la thermopompe. Les résultats de la simulation sur ordinateur de cette option ont montré un accroissement additionnel de 10 % des économies d'huile.

On a étudié la possibilité d'ajouter plutôt dans les maisons chauffées à l'eau chaude des thermopompes de type "terminal préassemblé" encastrées dans le mur. Ces thermopompes répondent entièrement à la demande de chauffage jusqu'à 2°C, et à partir de cette température, la chaudière à l'huile existante répond entièrement à la demande de chauffage. Les coûts de conversion étaient comparable à ceux de la conversion à une thermopompe à l'eau chaude. Par des simulations sur ordinateur semblables à celles effectuées pour les systèmes à thermopompe à l'eau chaude décrits précédemment, on a trouvé que les économies d'huile étaient comprises entre 34 % à Montréal et 42 % à Halifax.

Conclusions et recommandations

On a trouvé que l'industrie du chauffage à l'eau chaude avait surdimensionné la capacité des plinthes par un facteur d'environ deux. Ce surdimensionnement signifie qu'une grande partie de la demande de chauffage totale peut être supportée par les plinthes chauffantes aux températures plus basses qui sont propres aux systèmes de chauffage à thermopompe à eau chaude, c.-à-d. un maximum d'environ 50°C.

Lorsqu'on a examiné le rendement économique des différentes options de conversion, on a trouvé que le brûleur pour la conversion au gaz était généralement la meilleure option. Cependant, cette option est limitée par l'accès au gaz naturel et la possibilité de convertir la chaudière originale. Lorsqu'il n'est pas possible d'adopter l'option du brûleur pour la conversion au gaz, l'addition d'une thermopompe peut être économiquement avantageuse.

L'installation de ventilateurs tangentiels peut accroître le rendement d'un système à thermopompe à eau chaude, mais il se peut qu'elle ne soit pas réalisable. Par exemple, les ventilateurs ajoutés aux anciens modèles de radiateurs en fonte peuvent être trop encombrants pour que le consommateur soit intéressé. De plus, les ventilateurs peuvent créer des courants d'air et produire des bruits d'un niveau trop élevé.

L'utilisation de terminaux préassemblés offre peu d'avantages comparativement aux autres options de conversion. Essentiellement, le coût d'exploitation était inférieur à celui du système à thermopompe à eau chaude, les économies d'huile étaient faibles et l'installation pouvait comporter certaines difficultés. Son seul avantage est de permettre le refroidissement en été.

On a recommandé que les résultats de l'étude, basés sur des essais en laboratoire et des simulations sur ordinateur, soient vérifiés au moyen d'une démonstration en situation réelle.

THERMOPOMPES UTILISANT L'EAU COMME SOURCE DE CHALEUR

L'Institut de recherche de l'Hydro-Québec à Varennes (Québec) a réalisé, en mars 1978, cette étude portant sur les thermopompes de gamme étendue utilisant l'eau comme source de chaleur.

Raison du projet

Même si les installations de thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur remontent aux années 30, elles ont pris du temps à gagner la faveur du public.

L'objectif de cette étude était de trouver et d'analyser les facteurs qui gouvernent les installations de thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur au Canada. Ces facteurs sont notamment :

- l'accès à des sources d'eau adéquates
- la conception et le fonctionnement des systèmes à thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur
- le traitement et l'évacuation de l'eau
- les conséquences environnementales.

Sources d'eau

On a étudié quatre sources d'eau possibles : les puits, les lacs, les rivières et l'océan. Seule l'eau de puits s'est révélée pratique. Les lacs, les rivières et les océans sont généralement difficiles d'accès et leur eau est à une température inférieure à la température requise.

On a évalué les sources d'eau de puits en fonction des besoins des thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur qui sont offertes sur le

marché, c.-à-d. débit et température minimums de 0,4 L/s et 5°C. Quatre régions du Canada satisfaisaient à ces critères : la vallée du Fraser en Colombie-Britannique, les plaines Norfolk et la vallée de l'Outaouais en Ontario, l'Ile-du-Prince-Edouard et la plupart des régions habitées du Québec.

Conception et facteurs de fonctionnement

On a déterminé trois facteurs dans la conception et le fonctionnement d'un système à thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur. Pour obtenir un meilleur rendement, il faut réduire les cycles de mise en marche, car la thermopompe ne fournit pas de la chaleur instantanément lors de la mise en marche. À cette fin, on a notamment suggéré d'utiliser un compresseur à vitesse variable et d'augmenter l'inertie thermique de la maison à chauffer. Le deuxième facteur était le type de système utilisé pour distribuer la chaleur. On a obtenu des températures du fluide et des CP différents avec différents types de systèmes de distribution de la chaleur, c.-à-d. tubes à ailettes, radiateurs, panneaux chauffants et air forcé. Les systèmes dont les fluides en circulation sont à basse température sont préférables. On a estimé que le CP global était de 3 à 3,5.

On a étudié deux méthodes d'alimentation de l'évaporateur en eau servant de source de chaleur. La première méthode consiste à appliquer directement à l'évaporateur l'eau utilisée comme source de chaleur, soit en plongeant l'évaporateur dans l'eau, soit en pompant l'eau dans l'évaporateur, comme le montre la figure 1. La deuxième méthode nécessite un circuit intermédiaire de transfert de la chaleur entre l'évaporateur et l'eau utilisée comme source de chaleur. Avec cette méthode, l'évaporateur peut être placé à une plus grande distance de la source de chaleur. Le pompage de l'eau directement dans l'évaporateur est la plus efficace des deux méthodes.

Traitement et évacuation de l'eau

Il peut être nécessaire de traiter l'eau lorsque certains problèmes peuvent résulter de sa mauvaise qualité : corrosion, entartrage, biosalissures et salissures en suspension. On croit que tous les problèmes peuvent être résolus, mais le traitement nécessaire peut seulement être déterminé en fonction des données particulières au site.

On a étudié les méthodes d'évacuation en surface et souterraines. La méthode de recharge ou d'évacuation souterraine offre deux options. Un deuxième puits, requis dans les deux options, permet d'évacuer l'eau dans le même aquifère ou dans un aquifère différent. La méthode de recharge à un seul aquifère comporte un inconvénient : l'eau refroidie peut se propager jusqu'au puits en pompage. L'évacuation de l'eau dans un aquifère différent peut perturber l'équilibre hydraulique.

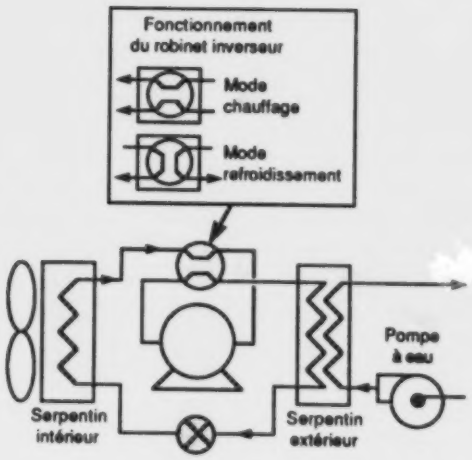

Figure 1. Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur.

Les méthodes d'évacuation en surface consistent à déverser l'eau dans un bassin de drainage en gravier enfoui au-dessous de la limite de gel. L'efficacité de cette technique est fonction de la perméabilité du sol entourant le bassin.

Conséquences environnementales et légales

Les problèmes environnementaux associés aux systèmes à thermopompe utilisant l'eau de puits comme source de chaleur sont la pollution thermique, les déséquilibres hydrauliques dans les cours d'eau, l'affaissement du sol et les perturbations de la végétation résultant du déversement irréfléchi de l'eau ou des fluctuations de la nappe phréatique.

Un seul aspect légal s'est appliqué. En Ontario, il faut un permis pour extraire l'eau de puits lorsque le débit dépasse 0,54 L/s.

Conclusions

L'eau de puits est la meilleure source pour les thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur. Certaines régions de la Colombie-Britannique, de l'Ontario, de l'Ile-du-Prince-Édouard et du Québec sont les plus prometteuses.

L'évacuation de l'eau dans des bassins d'infiltration est la méthode la plus simple et la moins coûteuse.

On obtient le meilleur rendement des systèmes à thermopompe lorsqu'on réduit les cycles de mise en marche et qu'on utilise un système de chauffage adéquat. On a prévu un CP global de 3 à 3,5.

Recommandations

Il faut effectuer des études d'optimisation et de faisabilité économique des systèmes à thermopompe utilisant l'eau de puits comme source de chaleur.

D'autres études sont nécessaires en vue de trouver d'autres sources d'eau adéquates.

On devrait concevoir et mettre en application des systèmes en vue d'effectuer des études.

THERMOPOMPES À EAU DE PUITS

La société MLM Ground-Water Engineering d'Edmonton a effectué trois études de faisabilité hydrogéologiques régionales entre janvier 1979 et décembre 1981. Comme les trois rapports ont un contenu semblable, on les a regroupés dans le présent résumé de projet.

Raison du projet

L'eau de puits a une chaleur massique élevée et une température qui est généralement de 1,5°C plus élevée que la température ambiante annuelle moyenne de l'air dans la plupart des régions au Canada. De plus, la teneur en produits chimiques de l'eau de puits n'est pas un facteur critique dans le fonctionnement d'une thermopompe et l'énergie thermique est entièrement "propre" et renouvelable.

Les possibilités d'application des thermopompes utilisant l'eau de puits comme source de chaleur dépendent de deux critères : les températures et débits de l'eau de puits, et les méthodes d'évacuation de l'eau rejetée.

L'objectif de chaque étude était d'évaluer la possibilité d'utiliser de l'eau de puits comme source de chaleur d'une thermopompe dans trois régions canadiennes : les provinces de l'Atlantique, l'Ontario et les provinces des Prairies.

Besoins en eau de puits

Les températures et débits minimums requis pour qu'une alimentation à partir d'un puits soit viable ont été déterminés en fonction des besoins des thermopompes offertes sur le marché. Des données ont été recueillies auprès de six fabricants de thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur. On a établi que des débits minimums de prélèvement d'eau de

l'aquifère de 0,3 à 0,7 L/s et des températures de 4 à 16°C étaient requis pour assurer un fonctionnement fiable des thermopompes. L'appareil optimal était une thermopompe nécessitant de l'eau à 4,4°C à un débit de 0,6 L/s ou à 10°C à un débit de 0,4 L/s. De plus, il n'y avait aucune restriction quant à la qualité de l'eau, sinon qu'elle devait être non corrosive.

Un schéma de thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur est représenté à la figure 1. Les fabricants ont indiqué que les CP étaient compris entre 2,64 et 4,5, les valeurs plus élevées étant normalement associées à des températures d'entrée plus élevées. Les coûts installés sont aussi représentés à la figure 1.

Évacuation de l'eau rejetée

L'eau rejetée peut être évacuée soit en surface soit au-dessous de la surface du sol. En surface, on peut évacuer l'eau dans un bassin ou la laisser s'écouler dans une couche drainante naturelle. Au-dessous de la surface du sol, l'eau peut être retournée à l'aquifère duquel on l'a extraite (méthode à un seul aquifère) ou être injectée dans un autre aquifère (méthode à aquifères multiples).

Les méthodes d'évacuation en surface étudiées étaient le déversement direct dans des couches drainantes et le déversement dans des bassins. Le déversement direct dans des couches drainantes est la méthode la plus simple et la moins coûteuse mais il peut entraîner des inondations et poser des problèmes de gel. Les principaux inconvénients de cette méthode sont qu'elle peut mener à l'appauvrissement de l'aquifère, à l'affaissement du sol, à la formation de fissures ou à l'invasion d'eau salée. Dans l'autre méthode d'évacuation en surface, l'eau rejetée est recueillie dans une excavation (bassin) à partir de laquelle elle peut ensuite pénétrer par infiltration dans la nappe phréatique. Cette méthode est représentée à la figure 2. La faisabilité de cette méthode dépend donc de la perméabilité du sol et de la

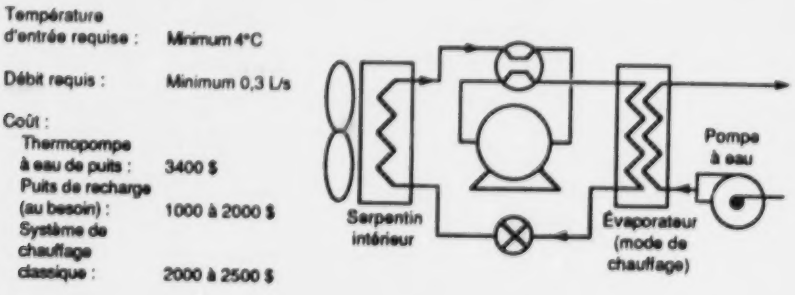

Figure 1. Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur.

profondeur de la nappe phréatique. La méthode d'évacuation dans une excavation est particulièrement efficace lorsque le sol en surface est sableux et lorsque l'eau rejetée doit alimenter un aquifère se trouvant près de la surface.

Étant donné qu'elles nécessitent une grande surface, les excavations sont plus pratiques lorsqu'elles sont utilisées collectivement. Un autre problème peut se poser lorsqu'il se forme des dépôts microbiens et bactériens dans les passages d'infiltration.

La méthode d'évacuation souterraine à un seul aquifère consiste à réalimenter l'aquifère duquel on a extrait l'eau d'alimentation de la thermopompe. On considère que la méthode à un seul aquifère est la meilleure solution de rechange parce qu'elle ne comporte aucun problème de conservation et aucun problème environnemental concernant la qualité ou la quantité de l'eau. Elle permet aussi d'éliminer les problèmes d'invasion d'eau salée, d'affaissement et de formation de fissures. Son principal inconvénient est la possibilité d'un court-circuit thermique, c.-à-d. d'une migration de l'eau de retour vers le puits de prélèvement. Ce processus abaisserait la température de l'eau extraite et réduirait le rendement de la thermopompe. Pour éviter le risque de mélange thermique, il faut que le puits en pompage soit à au moins 40 m du puits de recharge. Trois configurations de puits de recharge sont possibles : un puits horizontal peu profond (figure 3); un puits peu profond de grand diamètre (non représenté); et un puits de petit diamètre (figure 4).

Dans un système à deux aquifères, dans lequel on utilise un deuxième aquifère pour l'évacuation, le facteur clé est la compatibilité chimique des

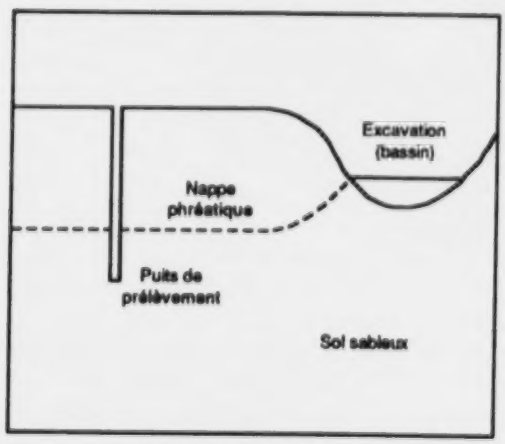

Figure 2. Évacuation en surface - Déversement dans une excavation.

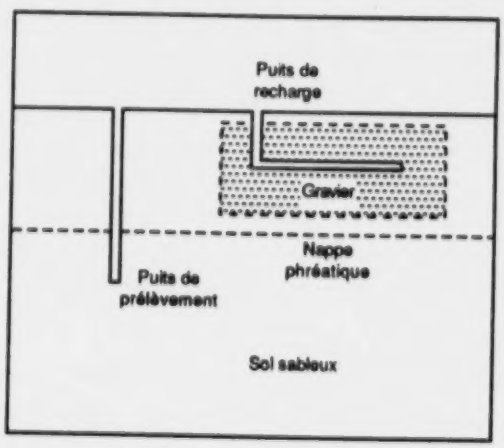

Figure 3. Méthode d'évacuation à un seul aquifère - Évacuation dans un puits horizontal peu profond.

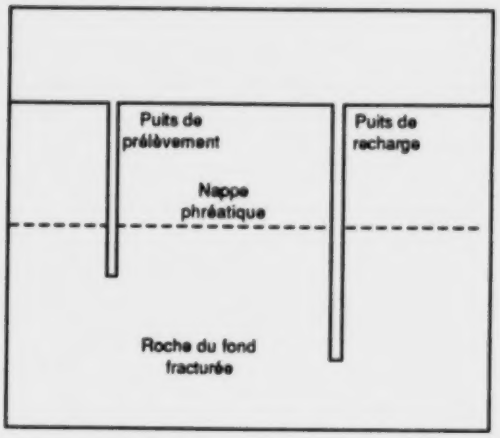

Figure 4. Méthode d'évacuation à un seul aquifère - Évacuation dans un puits profond.

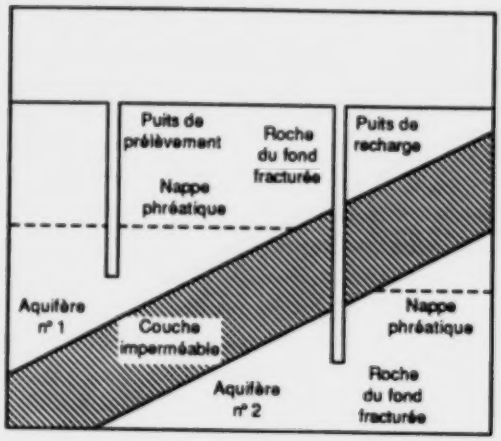

Figure 5. Méthode d'évacuation à deux nappes aquifères.

courants d'eau. Lorsque les courants sont incompatibles, il peut y avoir précipitation de solides et encrassement de l'aquifère. D'autre part, la matrice physique peut se dissoudre, ce qui entraîne l'effondrement de l'aquifère. Une configuration de puits creusés dans deux aquifères est représentée à la figure 5.

Données relatives à l'eau de puits : Provinces des Prairies

Sur environ la moitié de la superficie des deux tiers du sud de l'Alberta, on trouve des aquifères de roche de fond qui peuvent donner des débits d'eau dépassant 0,4 L/s. La plus grande partie de l'eau de puits est à une température d'au moins 5°C.

En Saskatchewan, les débits et températures de l'eau de puits aux alentours de Régina et de Saskatoon semblent adéquats.

Au Manitoba, une grande nappe aquifère de roche de fond située entre le lac Manitoba et Winnipeg donne des débits dépassant 1,9 L/s et des températures comprises entre 5°C et 7°C.

Deux problèmes ont été soulevés relativement aux méthodes d'évacuation de l'eau rejetée. À long terme, les températures de l'eau de puits peuvent baisser en raison de la longue durée de la saison de chauffage dans les Prairies, en dépit de la réalimentation de l'aquifère. Ce problème demeure irrésolu. Le deuxième problème, l'appauvrissement de l'aquifère lorsqu'on applique la méthode d'évacua tion en surface, ne semblait pas fondé étant donné que l'aquifère pouvait produire un débit dépassant 0,4 L/s et qu'il était situé dans une zone rurale à faible densité de population.

Données relatives à l'eau de puits : Ontario

Dans le nord de l'Ontario (au-delà du 47^{e} parallèle), des aquifères de surface sont répartis de façon sporadique à la grandeur du Bouclier précambrien, et ils donnent généralement des débits de 0,4 L/s, mais ils sont souvent de petite étendue.

Les aquifères de roche de fond les plus productifs sont situés dans les basses-terres de la baie d'Hudson. Les températures de l'eau de puits aux faibles profondeurs sont très basses, près du point de congélation. On ne possède aucune donnée sur les eaux plus profondes provenant des carbonates, mais il est fort probable qu'elles soient jusqu'à 8°C plus chaudes que les eaux extraites à faible profondeur, en raison d'effets géothermiques.

Dans le sud de l'Ontario (au-dessous du 47^{e} parallèle), les aquifères de surface sont en plus grand nombre et sont plus productifs dans les basses-terres du Saint-Laurent. D'autres sont situés dans la région de la baie Georgienne et du lac Simcoe. Ils donnent généralement un débit d'au moins 0,4 L/s.

Les aquifères de roche de fond sont nombreux, et leur débit ainsi que leur étendue sont très variables. On a estimé que les températures de l'eau de puits dans le sud de l'Ontario sont comprises entre 5 et 10°C. Les plus faibles débits d'eau de puits sont obtenus dans les zones de roche de fond cristalline datant du Précambrien.

Il est préférable d'utiliser pour l'évacuation de l'eau rejetée un puits d'injection vertical de petit diamètre foré dans l'aquifère de prélèvement.

En général, les données hydrogéologiques étaient beaucoup plus abondantes pour le sud de l'Ontario que pour le nord, parce que la population y est plus élevée et qu'il y a par conséquent une plus forte demande d'eau de puits.

Données relatives à l'eau de puits : Provinces de l'Atlantique

Pour le Nouveau-Brunswick, les données relatives à la température de l'eau de puits, comprise entre 7 et 10°C, étaient limitées à la partie sud-est de la province. Les aquifères de roche de fond de la côte est du Nouveau-Brunswick donnent des débits de 1,9 à 7,6 L/s; ceux du centre, des débits de 0,4 à 1,9 L/s; et ceux du nord-ouest et du long de la côte sud, des débits inférieurs à 0,4 L/s. Les aquifères de surface, situés principalement à proximité des rivières, donnent des débits de 1,9 à 7,6 L/s et plus.

À la grandeur de l'Ile-du-Prince-Édouard, on trouve des aquifères de roche de fond pouvant donner des débits de 0,4 à 1,9 L/s, mais on ne trouve aucun aquifère de surface assez important. Les température de l'eau sont comprises entre 7 et 10°C.

La plus grande partie de l'eau de puits en Nouvelle-Écosse est à une température de 7 à 10°C. Sur la côte nord de la partie continentale de la Nouvelle-Écosse et dans la région située au sud et à l'ouest d'Halifax, la température de l'eau dépasse 10°C. Dans la plus grande partie de la Nouvelle-Écosse, on trouve des aquifères de roche de fond pouvant donner des débits de 0,4 à 1,9 L/s, et on trouve plusieurs aquifères de surface de capacité comparable à la grandeur de la province.

À Terre-Neuve, les aquifères de roche de fond donnent de faibles débits (inférieurs à 0,4 L/s), sauf sur la côte ouest, dans certaines parties intérieures et dans la région du sud-est. On a trouvé très peu d'aquifères de surface. On ne dispose d'aucune donnée relative à la température de l'eau pour Terre-Neuve.

Dans les provinces de l'Atlantique, la plupart des puits domestiques sont creusés dans des aquifères de roche de fond. Les puits sont sujets à la formation de fissures, et les aquifères adjacents doivent être considérés comme une unité hydraulique. L'étude des méthodes d'évacuation souterraine a donc été limitée à la méthode à un seul aquifère. Trois configurations de puits d'évacuation sont possibles : un puits horizontal peu profond; un puits peu profond de grand diamètre; et un puits de petit diamètre. Les puits peu profonds ne conviennent pas bien aux aquifères de roche de fond que l'on trouve d'une manière prédominante dans les provinces de l'Atlantique. Le puits de petit diamètre est la solution la plus économique et celle qui convient le mieux dans la plupart des régions des provinces de l'Atlantique.

Les résumés régionaux qui précèdent, relatifs aux sources d'eau de puits et à leur température, sont représentés sur des cartes rattachées à chacun des trois rapports régionaux.

Conclusions

Il n'y a pas suffisamment de données précises et détaillées sur la température de l'eau de puits à la grandeur des régions étudiées. Lorsque les aquifères de surface sont de grande profondeur et de grande étendue, ils donnent généralement un débit d'eau de puits suffisant. Les débits des aquifères de roche de fond sont très variables. On a dû faire une extrapolation de la plupart des données relatives à la température et au débit contenues dans les rapports.

Les techniques d'évacuation de l'eau, classées d'après les répercussions environnementales minimales, sont : évacuation souterraine dans le même aquifère; évacuation souterraine dans un deuxième aquifère; déversement dans un bassin d'infiltration; et drainage de surface.

Un système à thermopompe à eau de puits est plus attirant au plan économique lorsqu'il existe déjà un puits adéquat.

Recommandations

Les mesures de la température de l'eau de puits devraient être faites dans des régions où l'utilisation de thermopompes semble possible. Les mesures de la température de l'eau de puits pourraient être faites par des sondeurs de puits, lors du développement des puits et des essais de pompage.

Bien qu'on recommande dans les rapports d'effectuer une recherche plus poussée sur les méthodes visant à prévenir la baisse de température dans les aquifères, il serait opportun d'étudier d'abord l'importance de la baisse de température qui se produira réellement. Les travaux sur l'extraction de la chaleur contenue dans le sol montrent qu'il y a une baisse initiale de la température suivie d'une stabilisation.

De plus, on devrait effectuer d'autres travaux de recherche hydrochimique sur la compatibilité entre l'eau de l'aquifère de prélèvement et l'eau de l'aquifère d'évacuation lorsqu'on utilise la méthode à deux aquifères.

On devrait préparer un ensemble de lignes directrices pour chaque province ou région, qui établiraient des mesures à prendre pour prévenir le gaspillage de l'eau de puits et la contamination résultant de l'utilisation des thermopompes, particulièrement dans les régions géologiquement vulnérables, et dans les régions où il y a de nombreux utilisateurs.

CHAUFFAGE URBAIN AU MOYEN DE L'EAU DE PUITS

La société Western Ground-Water Consultants Limited de Winnipeg a effectué cette étude sur le chauffage urbain au moyen de l'eau de puits entre septembre 1980 et mars 1982.

Raison du projet

La faisabilité technique du chauffage des maisons au moyen de thermopompes utilisant l'eau de puits comme source de chaleur s'est accrue au cours des dix dernières années. On a mis au point des applications basées sur des

sources d'énergie géothermique de haute et de basse températures et, plus récemment, sur des sources atteintes par des puits peu profonds. On trouve peu de sources d'énergie géothermique à haute température à proximité des principales villes canadiennes, mais on trouve des sources d'énergie à basse température sous forme de systèmes aquifères peu profonds. À Winnipeg, par exemple, on utilise de l'eau de puits comme source de refroidissement dans des applications commerciales depuis plus de 30 ans.

L'objectif de cette étude était d'évaluer la faisabilité technique et économique de l'utilisation de thermopompes centrales ou monoblocs dans un système de chauffage urbain appliqué à un nouveau complexe résidentiel de 1100 maisons. On utiliserait des aquifères souterrains comme source de chaleur et comme source froid.

Modèle

Le modèle du système de chauffage urbain a été élaboré en fonction des conditions suivantes :

DONNÉES

Application :	Chauffage et refroidissement résidentiels, chauffage de l'eau domestique
Source de chaleur :	Eau de puits à 5 à 7°C
Thermopompe	
Type :	Géothermique
Puissance de sortie :	10,6 kW
CP :	2,9
Coût d'investissement/ maison :	6540 $
Coût d'exploitation annuelle (y compris de la climatisation) :	475 $

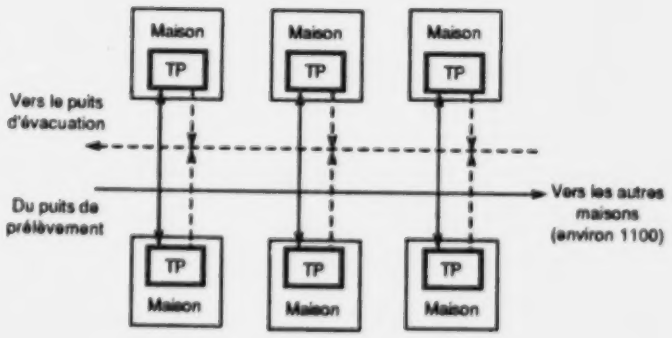

Figure 1. Système à thermopompes réparties utilisant l'eau de puits comme source de chaleur.

Dans la figure ci-dessus, un aquifère est utilisé comme source de chaleur et comme source de froid pour un nouveau projet "satellite" de 1100 maisons. On a trouvé qu'un système à thermopompes réparties était plus pratique qu'un système à thermopompe central. Bien qu'il soit techniquement réalisable à l'aide de composantes "prêtes à installer", le système de chauffage urbain à thermopompes utilisant l'eau de puits comme source de chaleur n'est pas pour le moment réalisable dans les régions urbaines, d'après les facteurs économiques et les considérations relatives à la réalimentation de l'aquifère.

- il doit servir à chauffer un nouveau projet de "ville satellite" d'environ 1100 maisons de 100 m^2 dans la région de Winnipeg;

- il doit être adapté aux conditions propres au type d'aquifère que l'on trouve au Manitoba; le système de puits de prélèvement et de recharge serait basé sur l'écoulement d'énergie naturel à l'intérieur de l'aquifère.

La méthode utilisée pour simuler un système en opération consistait à :

- évaluer les charges de chauffage/refroidissement résidentielles;

- estimer les paramètres relatifs au sol, à la roche et à l'eau (porosité, température, capacité calorifique, etc.);

- analyser les débits d'eau et les dimensions que doit avoir le système à thermopompe, et les dimensions du réseau de tuyaux;

- évaluer plusieurs configurations de puits de pompage et de puits de recharge; il faut des puits de pompage et de recharge car l'eau de puits doit être utilisée de façon non destructive;

- simuler le système complet de stockage/extraction de l'énergie pendant plusieurs saisons de chauffage afin de s'assurer que le système aquifère peut être maintenu en équilibre thermique.

Résultats

La simulation a montré que le système aquifère ne permettrait de répondre aux besoins d'énergie du projet proposé de 1100 maisons que pendant 5 à 7 ans. Pour que l'aquifère puisse être utilisé comme source d'énergie à long terme (environ 90 ans), il faudrait que le puits de prélèvement et le puits d'évacuation soient espacés de 3000 m.

La seule façon pratique de combiner un système aquifère avec un tel système de chauffage urbain serait d'appliquer le concept de stockage de l'énergie thermique dans l'aquifère. Dans ce cas, on utiliserait l'aquifère comme milieu de stockage plutôt que comme source d'énergie en compensant l'énergie puisée pour le chauffage en hiver par une quantité égale d'énergie provenant de systèmes solaires ou de circuits de refroidissement industriels.

Facteurs économiques

On a déterminé les coûts d'investissement pour le système de chauffage urbain à thermopompe central et le système à thermopompes réparties. On a

Tableau 1. Coûts du cycle de vie/maison (dollars 1981, i = 15 %, n = 30 ans)

Description du système	Coûts d'investissement[1]	Coûts de l'énergie de chauffage annuels[5]	Valeur actuelle des coûts de l'énergie de chauffage[6]	Coûts d'entretien annuels[7]	Valeur actuelle des coûts d'entretien	Valeur actuelle des coûts totaux
i) Système à thermopompes à eau de puits réparties[2]	7000	310	9 176(taux élevé) 7 130(taux bas)	210	3822	19 998(taux élevé) 17 952(taux bas)
ii) Système à thermopompes à eau de puits réparties si on défalque le coût en capital d'un système de climatisation centrale[3]	5500	310	9 176(taux élevé) 7 130(taux bas)	165	3003	17 844(taux élevé) 15 633(taux bas)
iii) Chaudière à gaz classique[4]	1000	570	16 872(taux élevé) 13 110(taux bas)	30	546	18 418(taux élevé) 14 656(taux bas)
iv) Chaudière électrique	1000	700	20 720(taux élevé) 16 000(taux bas)	20	364	22 084(taux élevé) 17 364(taux bas)

[1]Le coût du réseau de gaines commun n'est pas inclus.
[2]Incluant le coût de chauffage par résistance additionnel.
[3]Lorsqu'on défalque le coût installé d'un système de climatisation central.
[4]Incluant le coût de la cheminée.
[5]D'après les tarifs des services publics à Winnipeg en 1981.
[6]On a supposé que le coût de l'électricité et celui du gaz naturel augmenteront au même rythme. On a considéré deux taux d'indexation : (élevé), 4 % de plus que le taux d'inflation général (16 %); (bas), 2 % de plus que le taux d'inflation général (14 %).
[7]Les coûts d'entretien de 1981 ont été estimés à 3 % du coût d'investissement pour les systèmes i, ii et iii, et à 2 % pour le système iv (incluant le coût de remplacement du compresseur pour i et ii).

trouvé que le système à thermopompes réparties était préférable d'après les coûts d'investissement et les considérations pratiques.

Le coût d'investissement total pour le système central a été estimé à 7 922 000 $, soit 7200 $ par maison. Ces valeurs se comparent au coût d'investissement total de 7 190 920 $, soit 6540 $ par maison, pour le système à thermopompes réparties. Les coûts de modification des installations existantes seraient de 150 % des valeurs susmentionnées.

Conclusions

L'application des systèmes de chauffage urbain à thermopompes utilisant l'eau de puits comme source de chaleur n'est pas réalisable dans les régions urbaines en raison de la grande distance requise entre le puits de prélèvement et le puits d'évacuation (3000 m). Même en milieu rural isolé, la réalisation d'un tel système poserait des problèmes d'ordre pratique.

L'analyse des coûts du cycle de vie a montré qu'il n'y avait aucun scénario de hausse des prix de l'énergie qui rendrait le chauffage urbain concurrentiel avec le chauffage au gaz naturel ou le chauffage par résistance à court terme (15 à 30 ans) ou à long terme (95 ans). De plus, même si le concept de stockage d'énergie thermique dans l'aquifère permettrait de résoudre le problème de la distance excessive entre le puits de prélèvement et le puits d'évacuation, on considère que ce système est irréalisable en raison des coûts élevés.

Recommandations

On devrait évaluer les sources d'énergie renouvelable et d'énergie résiduelle afin de déterminer la méthode la plus pratique et la plus rentable d'application du concept de stockage d'énergie thermique dans l'aquifère. Il faut ajouter que cette façon de procéder est raisonnable seulement si on prévoit des réductions importantes des coûts additionnels par maison. Les coûts actuels sont compris entre 3500 et 7500 $.

CHAUFFAGE URBAIN AU MOYEN DE LA CHALEUR RÉSIDUELLE D'UNE CENTRALE

La société MacLaren-Lavalin Inc., Engineers, Planners and Scientists de Toronto a terminé cette étude de faisabilité en novembre 1981.

Raison du projet

Le réseau de distribution d'eau municipale, dont sont dotées la plupart des collectivités, constitue une source possible de chaleur ayant une plage de température beaucoup moins étendue que l'air extérieur. Une thermopompe

utilisant l'eau comme source de chaleur aurait un CP plus élevé par temps doux en hiver qu'une thermopompe utilisant l'air extérieur.

Dans la ville nouvellement planifiée de Townsend, l'eau de refroidissement du condenseur rejetée par une grosse centrale thermique constituait une source abondante de chaleur disponible à un coût minimum. Une usine de traitement de l'eau municipale était située tout près de la centrale. Les canalisations d'eau étaient en place et les maisons étaient prévues mais laconstruction avait à peine commencé. Ces conditions offraient une excellente occasion de déterminer la rentabilité d'un système de chauffage urbain à thermopompes résidentielles utilisant l'eau comme source de chaleur.

L'objectif de cette étude était de déterminer la faisabilité technique et économique d'utiliser la chaleur résiduelle d'une centrale et un réseau de distribution de l'eau municipale pour réaliser le chauffage urbain.

Modèle

La source de chaleur est l'eau de refroidissement du condenseur provenant de la centrale thermique Nanticoke en bordure du lac Érié. Cette eau permettrait, bien que ce soit par un transfert indirect de la chaleur, de réchauffer l'eau traitée à l'usine de la région d'Haldimand-Norfolk située à 2 km. L'eau traitée et chauffée serait ensuite distribuée dans toutes les maisons de la nouvelle ville de Townsend, située à environ 15 km, par le biais du réseau de distribution d'eau municipale. Dans les maisons de Townsend, cette eau chauffée constituerait la source de chaleur des thermopompes utilisées pour le chauffage des locaux.

La capacité actuelle du réseau de distribution d'eau municipale est déterminée en fonction de la "consommation maximale en un jour" en été. Cependant, la "consommation maximale en un jour" en hiver est plus faible, de sorte que la différence entre la consommation maximale en un jour en été et la consommation maximale en un jour en hiver peut être utilisée par les thermopompes. La capacité actuelle est suffisante pour que 20 à 30 % des maisons de Townsend puissent être dotées de thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur sans qu'il soit nécessaire d'augmenter la capacité de l'usine de traitement ni celle du réseau de distribution.

Afin de réduire la consommation d'eau, on fait recirculer l'eau dans l'évaporateur jusqu'à ce que sa température soit réduite à 2°C. L'eau peut être facilement évacuée dans le réseau d'égouts pluviaux; on évite ainsi de l'évacuer dans le réseau d'égouts sanitaires puisque aucun traitement de l'eau rejetée par la thermopompe n'est requis. On a déterminé les pertes de chaleur entre l'usine de traitement de l'eau et une maison type de Townsend. Les calculs ont donné un rendement de transport de 52 %, et la

plus grande partie des pertes se produisent dans les courtes canalisations de service qui servent à l'alimentation de chaque maison. Les calculs du coût du cycle de vie ont montré que le coût d'isolation de ces canalisations est trois fois plus élevé que les économies qui en résultent. En l'absence d'isolation, la température de l'eau à l'entrée des maisons serait comprise entre 9°C et 11°C.

Facteurs économiques

Diverses analyses économiques ont été effectuées pour tenir compte de différentes conditions : dimensions des maisons, pourcentage des maisons utilisant des thermopompes, coûts actuels et prévus des ressources, expansion actuelle et prévue du réseau municipal de distribution et de collecte de l'eau, et grosseur des thermopompes. On a trouvé que les modifications du réseau municipal coûteraient environ 1,1 million de dollars (1981) et que leur coût pourrait être récupéré moyennant des tarifs de 36,8 ¢/m^3 d'eau (voir tableau 1).

On a trouvé que le coût annuel total d'acquisition et d'exploitation d'une thermopompe de 4,2 kW est de 1280 $, en supposant que l'eau coûte 36,8 ¢/m^3. On a trouvé qu'un système de chauffage au gaz coûte beaucoup moins cher : son coût annuel d'acquisition et d'exploitation est de 759 $.

Tableau 1. Coût d'investissement pour le système de chauffage

	Coût
Installation du nouveau matériel et modifications des installations existantes	1 090 000 $
Coût annuel total (coût d'investissement amorti)	190 000 $
Tarifs de l'eau chaude au point mort	36,8 ¢/m^3

Tableau 2. Comparaison des coûts annuels (petite maison, consommation d'eau = 786 m^3/a)

		Thermopompe		
Coûts	Chaudière à gaz	Eau 13,5 ¢/m^3	Eau 18,3 ¢/m^3	Eau 36,8 ¢/m^3
Exploitation	404 $	404 $	442 $	586 $
Acquisition	292 $	544 $	544 $	544 $
Entretien	63 $	150 $	150 $	150 $
Total	759 $	1098 $	1136 $	1280 $

Ces coûts sont représentés au tableau 2, qui donne aussi les coûts d'acquisition et d'exploitation d'une thermopompe pour des coûts de l'eau de 18,3 ¢/m^3 (coût moyen en Ontario) et 13,5 ¢/m (tarif pour lequel les coûts d'exploitation annuels d'une chaudière à gaz et d'une thermopompe sont égaux).

De plus, on a trouvé que l'utilisation d'eau municipale chauffée permettrait de réduire les coûts totaux de l'eau chaude domestique de 46 000 $, soit de 12 $ par maison, si on considère que 3900 maisons dans les régions de Townsend, Jarvis et Hagersville utiliseront de l'eau chaude municipale chauffée d'ici 1988.

Conclusions

Techniquement, le système proposé est réalisable, moyennant de légères extensions de l'usine. De l'eau d'alimentation à environ 10°C pourrait être fournie aux habitations à un coût au point mort de 36,8 ¢/m^3. Dans ces conditions, les coûts d'exploitation annuels seraient beaucoup plus élevés que ceux du chauffage à gaz mais inférieurs à ceux du chauffage par résistance électrique. Les coûts de chauffage de l'eau domestique seraient réduits de 12 $ par année dans toutes les maisons qui sont reliées au réseau de distribution d'eau municipale.

Le système pourrait desservir au maximum 31 % des maisons de Townsend. On prévoit que les coûts devront être inférieurs à la valeur au point mort au cours des premières années pour stimuler l'accroissement du nombre d'installations.

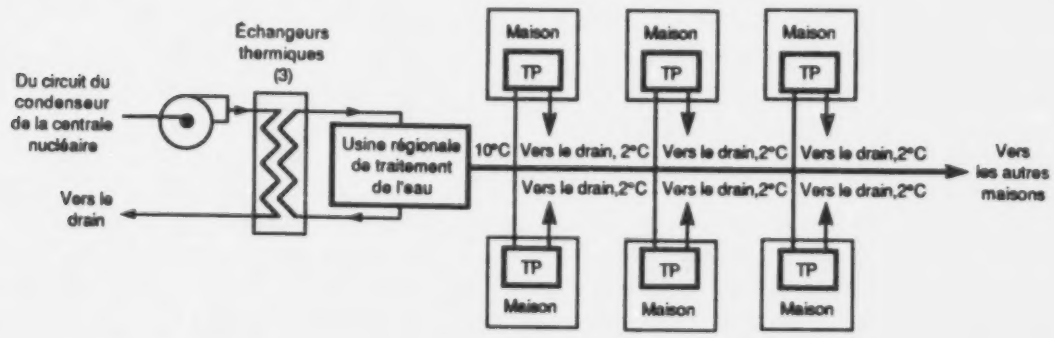

Figure 1. Circuit d'eau de refroidissement du condenseur d'une centrale nucléaire alimentant un système à thermopompes distribuées.

Dans l'illustration ci-dessus, l'eau chaude provenant du condenseur d'une centrale est utilisée dans une usine de traitement de l'eau. L'eau traitée est chauffée au moyen d'échangeurs de chaleur eau-eau. Elle est ensuite distribuée dans des maisons munies de thermopompes. Bien qu'il soit techniquement réalisable, ce système entraîne des coûts d'exploitation annuels par maison supérieurs à ceux du chauffage au gaz naturel et inférieurs à ceux du chauffage électrique.

Recommandations

On devrait mettre sur pied un petit programme de démonstration afin de vérifier les résultats prometteurs de ce système. Dans une première phase, on pourrait utiliser de l'eau non chauffée à tarif réduit.

On recommande aussi de comparer les thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur avec les thermopompes utilisant l'air, de même qu'avec les systèmes de chauffage au gaz naturel et les systèmes de chauffage électrique. Le système proposé peut aussi se révéler plus avantageux dans les régions qui ont un hiver froid et dans lesquelles les thermopompes utilisant l'air comme source de chaleur ne sont pas économiques.

CHAUFFAGE URBAIN AU MOYEN DE LA CHALEUR RÉSIDUELLE INDUSTRIELLE

La société Boulianne, Dauphinais, Desgagné, Tremblay et Associés Inc. de St-Félicien (Québec) a effectué cette étude de faisabilité sur le chauffage urbain entre juin 1983 et juillet 1984.

Raison du projet

Un mode possible de chauffage urbain consisterait à utiliser la chaleur rejetée par un procédé industriel constant et à grand volume comme source de chaleur de thermopompes individuelles, de façon à répondre aux besoins d'énergie de chauffage d'une collectivité. Un tel mode de chauffage est applicable dans de petites collectivités où il y a une industrie d'utilisation des ressources ou une usine de fabrication.

L'objectif du présent projet était d'étudier la faisabilité et la rentabilité d'un système de chauffage urbain à thermopompes.

Vue d'ensemble

Le site choisi pour le projet était le village de St-Méthode (Québec). On proposait dans l'étude que l'eau résiduaire industrielle propre soit distribuée dans environ 75 des 81 maisons du village et qu'elle soit utilisée comme source de chaleur des thermopompes individuelles. Les thermopompes permettraient de répondre aux besoins de chauffage, de refroidissement et d'eau chaude domestique. L'eau résiduaire serait un effluent de l'usine de pâtes et papiers Kraft de la société Donohue St-Félicien. Cet effluent, qui est présentement évacué dans la rivière Mistassini, serait continu, sauf pendant une courte période d'arrêt requise pour l'entretien en janvier, et il aurait une température moyenne de 20°C.

Étude du système

Le réseau de distribution proposé a été divisé en six zones stratégiques en vue de desservir le village. Ces zones ont été établies en fonction de trois facteurs : les pertes par frottement admissibles et le réglage de la pression dans les tuyaux; la distribution aux maisons; et le modèle d'aqueduc et d'égout. Les tuyaux reliant l'usine aux thermopompes seraient en polychlorure de vinyle (PVC), qui s'est révélé supérieur au polyéthylène, à la fonte et à l'amiante.

Étant donné que de grandes quantités d'eau résiduaire chaude sont disponibles, les thermopompes devraient être de type eau-eau ou de type eau-air. Le modèle Command/Aire a donné les meilleurs résultats : il a permis de répondre aux besoins de chauffage, de refroidissement et d'eau chaude domestique à un coût d'environ les deux tiers du coût des autres systèmes (290 000 $ contre 450 000 $).

DONNÉES

Application :	Chauffage et refroidissement résidentiels, chauffage de l'eau domestique
Source de chaleur résiduelle :	Effluent d'eau résiduaire d'une usine à papier Kraft
Heures de fonctionnement :	Fonctionnement continu
Puissance de sortie de la thermopompe :	10 kW
CP :	3,3
Coût d'investissement :	1 084 000 $
Économies :	108 000 $/année
Période de récupération :	>16 ans

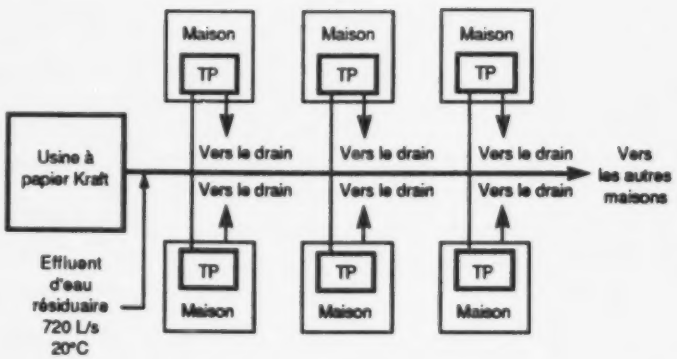

Figure 1. Application de thermopompes résidentielles au chauffage urbain, à St-Méthode (Québec).

Le réseau de distribution dont on a donné les grandes lignes ci-dessus est décrit dans l'étude. L'effluent d'eau résiduaire provenant de l'usine à papier Kraft est acheminé vers les thermopompes placées dans des maisons du village. On prévoit que les thermopompes répondront aux besoins de chauffage, de refroidissement et d'eau chaude domestique de ces maisons du réseau.

Une étude préliminaire d'un modèle à thermopompe centrale a mené à la conclusion que ce système n'était pas une option viable. Une thermopompe aurait été utilisée pour desservir le village, et l'eau chaude de service, une fois sa température élevée, aurait été distribuée à chaque maison; cependant, ce mode s'est révélé trois fois plus coûteux et il ne permettrait pas de répondre aux besoins d'eau chaude domestique ni de climatisation.

Facteurs économiques

On a calculé les économies annuelles totales par rapport aux coûts réels de consommation d'un système à l'électricité, d'un système à l'huile, ou de ces systèmes combinés à un système au bois. Les économies ont été établies pour une thermopompe ayant un CP de 3,3 et elles tiennent compte des coûts du chauffage de l'eau domestique. Les facteurs économiques étaient les suivants:

Coûts d'investissement

Réseau de distribution	794 000 $
Thermopompes	290 000 $
Coût total	1 084 000 $

Économies

Économies d'énergie	121 000 $
Moins coûts d'exploitation du réseau de distribution	13 000 $
Économies nettes	108 000 $

Période de récupération simple	10 ans
Période de récupération actualisée	supérieure à 16 ans

Les coûts d'investissement seraient récupérés par le biais d'une taxe municipale annuelle imposée à toutes les propriétés. La municipalité se chargerait d'administrer les systèmes de chauffage.

Conclusions et recommandations

On a conçu un réseau de canalisations pour acheminer l'eau de l'usine à papier Kraft de la Donohue St-Félicien vers les thermopompes placées dans les maisons de St-Méthode.

Pour des thermopompes ayant un CP de 3,3, on a prévu une période de récupération actualisée supérieure à 16 ans.

Les municipalités ne sont pas autorisées à exploiter ou à gérer des systèmes de chauffage urbain. Le gouvernement provincial devrait par conséquent passer un décret spécial permettant au conseil municipal de créer une société de gestion.

Aucune recommandation n'a été faite, mais l'expert-conseil a proposé qu'on fasse une étude technique détaillée complémentaire.

3. RÉSUMÉS DES PROJETS RÉSIDENTIELS: Projets de démonstration

RENDEMENT D'UNE THERMOPOMPE UTILISANT L'AIR COMME SOURCE DE CHALEUR

Le Conseil national de recherches du Canada à Ottawa a effectué cette étude de rendement sur place entre décembre 1978 et mai 1980.

Raison du projet

En décembre 1977, on a installé une thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur dans l'une des maisons Mark XI utilisées pour les recherches sur les économies d'énergie à Ottawa. Le système devait comprendre un certain nombre de caractéristiques reconnues comme importantes dans une thermopompe utilisée dans les conditions climatiques des régions septentrionales.

L'objectif de cette étude était de contrôler le système et d'enregistrer :

- l'énergie de chauffage fournie et consommée par le système à thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur en conditions de fonctionnement normales (en réponse à la charge de la maison) et en régime permanent (charge créée artificiellement);

- la fréquence, la durée et la consommation d'énergie du cycle de dégivrage.

Système à thermopompe

Le système à thermopompe était un système bibloc ayant une capacité nominale de 9 kW couplé à trois étages de résistances chauffantes de 4,6 kW.

On a modifié le système de façon à accroître le rendement du cycle de dégivrage. On l'a notamment muni d'un mécanisme de déclenchement du dégivrage "à demande", on a laissé un espacement plus large que la normale entre les ailettes du serpentin extérieur, on a prévu l'introduction de gaz chaud par la base au cours du dégivrage, et on a ajouté une bouteille anti-coup de liquide au compresseur.

On a amélioré les caractéristiques de refroidissement et de lubrification du moteur du compresseur afin qu'il puisse être utilisé en conditions de charge faible.

Instruments

On a notamment mesuré les paramètres suivants:

- chaleur fournie par le système de chauffage (mesurée au moyen d'une pile thermoélectrique cuivre-constantan aux bornes de l'unité intérieure);

- énergie consommée par le système de chauffage (mesurée au moyen de transducteurs de puissance);

- position du robinet inverseur;

- températures extérieures du thermomètre sec et du thermomètre mouillé;

- température de l'air intérieur au thermostat, ainsi qu'en amont et en aval du serpentin intérieur.

Toutes les données expérimentales ont été explorées et enregistrées par un enregistreur automatique et emmagasinées sur bande magnétique. On a analysé les données brutes et calculé les grandeurs suivantes:

- consommation d'énergie moyenne de la section intérieure (résistances chauffantes et ventilateur);

- consommation d'énergie moyenne de l'unité extérieure (moteur du compresseur, ventilateur extérieur, dispositif de chauffage du carter et commandes);

- demande de chauffage moyenne.

À partir de ces données, on a calculé la demande de chauffage à laquelle on peut répondre en utilisant la chaleur de l'air extérieur. On a ensuite utilisé la valeur obtenue pour calculer le facteur de rendement saisonnier.

Résultats

On a obtenu un facteur de rendement saisonnier (FRS) de 1,5 pour la saison de chauffage 1978-1979 (le ventilateur intérieur fonctionnait de façon continue). L'hiver 1979-1980 a été plus doux, et on a obtenu un FRS de 1,7 (le ventilateur intérieur fonctionnait par cycles). L'accroissement du FRS en 1979-1980 a été attribué au temps plus doux et au fonctionnement du ventilateur intérieur en mode "auto" plutôt qu'en mode "continu". Les données concernant la consommation d'énergie sont résumées à la figure 1.

Le système de dégivrage à demande a fonctionné en moyenne à raison d'un cycle par jour (le dégivrage à demande a été déclenché par une forte chute de pression du côté air du serpentin extérieur et arrêté lorsque la température du frigorigène à la sortie du serpentin a atteint 18°C). Ce mode de

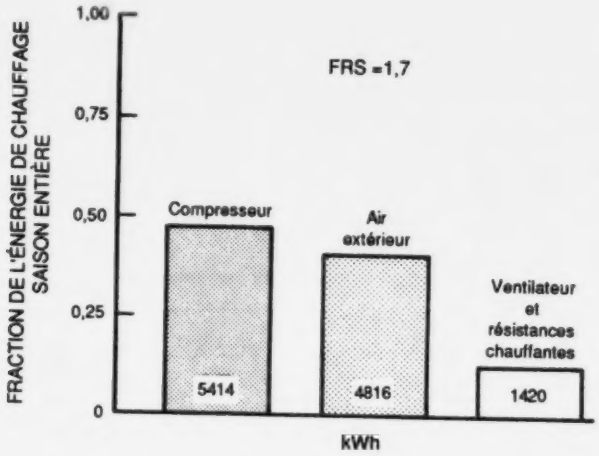

Figure 1. Résumé du rendement d'une thermopompe, 1979-1980.

fonctionnement peut être comparé à un mode de fonctionnement prévu de 7 cycles par jour dans le cas d'un système de dégivrage classique commandé par le temps et la température. En termes de consommation d'énergie totale pour le dégivrage, le système fonctionnant à demande a consommé moins de 1 % de l'énergie totale comparativement à une valeur prévue de 5 % dans le cas du système de dégivrage classique commandé par le temps et la température. Le nombre de cycles de dégivrage en fonction de la température extérieure du thermomètre sec et de l'humidité relative est représenté à la figure 2.

On a comparé le rendement des thermopompes utilisées en mode de fonctionnement par "tout ou rien" avec leur rendement instantané dans les mêmes conditions extérieures. Par exemple, on a mesuré un CP instantané de 2,35 et un CP en mode "tout ou rien" de 2,05 à une température extérieure de 2°C.

Conclusions

D'après les résultats de l'étude d'une thermopompe de pointe utilisant l'air comme source de chaleur (1977) installée dans une maison bien isolée d'Ottawa, on peut répondre à 30 à 40 % de la demande annuelle de chauffage des locaux en utilisant l'énergie de l'air extérieur.

Le système de dégivrage à demande a donné de meilleurs résultats que le système de dégivrage classique commandé par le temps et la température. Il a permis une réduction appréciable du nombre de cycles et de la quantité d'énergie requise pour l'opération de dégivrage.

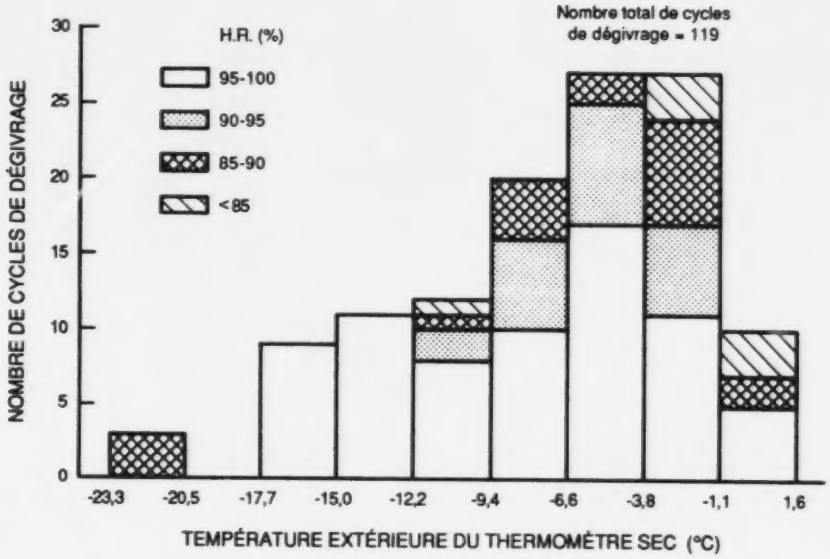

Figure 2. Nombre de cycles de dégivrage en fonction de la température extérieure du thermomètre sec et de l'humidité relative.

Recommandations

Il faudra faire une analyse coûts-avantages pour déterminer la méthode de dimensionnement la plus appropriée pour les conditions climatiques canadiennes.

THERMOPOMPE À RÉCUPÉRATION DE LA CHALEUR DE L'AIR ÉVACUÉ

Le Conseil national de recherches du Canada a réalisé cette étude sur place du rendement d'une thermopompe à récupération de la chaleur de l'air évacué installée dans une maison du projet Mark XI de l'ACCH, à Ottawa, au cours de l'hiver 1983-1984.

Raison du projet

Dans les maisons dont les taux de renouvellement d'air sont faibles ou dont les taux de production d'humidité sont élevés, des problèmes associés au taux d'humidité élevé peuvent se poser. On peut utiliser un ventilateur aspirant pour augmenter le taux de renouvellement d'air en vue de réduire le niveau d'humidité relative. Cependant, l'augmentation du taux de renouvellement d'air accroît la demande de chauffage de la maison et par

conséquent le coût du chauffage. Une thermopompe récupérant l'énergie contenue dans l'air évacué permet de réduire le degré d'humidité relative et le coût global du chauffage.

L'objectif du présent projet était d'évaluer le rendement d'un prototype de thermopompe à récupération de la chaleur contenue dans l'air évacué utilisée comme système de chauffage d'appoint, son effet sur le taux de renouvellement d'air et son rendement en situation réelle.

Étude du système

Le prototype, conçu et construit par la société KeepRite Inc., pour le compte du CNRC, offrait les particularités techniques suivantes :

- serpentin d'évaporateur à 5 rangées comprenant 3,9 ailettes par cm, d'une capacité de 2,7 kW à une température d'évaporation de -20°C avec un débit d'air en entrée de 52 L/s à 20°C;

- condensateur à 5 rangées comprenant 4,72 ailettes par cm, d'une capacité de rejet de chaleur de 4,3 kW à une température de condensation de 38°C avec un débit d'air en entrée de 260 L/s à 20°C;

- compresseur de thermopompe (R22) Tecumseh de rendement élevé ayant une capacité de 7,9 kW en conditions de puissance nominale;

- ventilateurs centrifuges pour le condenseur et l'évaporateur, celui de l'évaporateur étant entraîné en prise directe par un moteur à une seule vitesse et celui du condenseur étant entraîné en prise directe par un moteur à trois vitesses;

- minuterie de dégivrage à semi-conducteurs pour déclencher un cycle de dégivrage à toutes les trente-quatre minutes.

Installation, utilisation et essai

On a ajouté la thermopompe à récupération de la chaleur de l'air évacué à une chaudière électrique existante dans une maison inhabitée du projet Mark XI de l'ACCH. La maison avait un taux naturel de 0,5 renouvellement d'air par heure à une différence de température intérieure-extérieure de 35 degrés Celsius. L'air évacué de la maison était extrait du sous-sol à un débit de 57 L/s. L'air circulant sur le condenseur était extrait du sous-sol à un débit de 191 L/s et rejeté dans le plénum de reprise d'air relié à la chaudière électrique centrale. Le ventilateur de la chaudière électrique a fonctionné de façon continue pendant l'essai.

Le fonctionnement de la thermopompe à récupération de la chaleur de l'air extrait était commandé par le premier étage d'un thermostat d'ambiance à deux étages. Le fonctionnement de la chaudière électrique était commandé par le deuxième étage de façon que la chaudière soit utilisée comme appoint de la thermopompe.

On a installé des instruments et du matériel de mesure afin de déterminer la quantité de chaleur produite et la quantité d'énergie électrique consommée par la thermopompe et la chaudière électrique.

Les essais suivants ont été réalisés pendant la période de contrôle :

- le système à thermopompe à récupération de chaleur de l'air évacué et la chaudière électrique ont été utilisés à tour de rôle pendant des périodes déterminées en vue d'obtenir une comparaison de la consommation d'énergie;

- on a mesuré le taux de renouvellement d'air de la maison pendant les priodes d'utilisation du système à thermopompe à récupération de chaleur de l'air évacué et d'utilisation de la chaudière électrique afin de déterminer les répercussions de l'utilisation de la thermopompe sur le taux de renouvellement d'air naturel.

Résultats des essais

La quantité d'énergie de chauffage qu'on a dû acheter pour maintenir la même température des locaux était plus faible avec une thermopompe à récupération de chaleur de l'air extrait couplée à une chaudière qu'avec une chaudière électrique seule. La réduction de la consommation d'énergie réelle était fonction de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur : 23 et 33 % pour des différences de température de 40 à 10 degrés Celsius respectivement.

Le taux de renouvellement d'air de la maison et la charge de chauffage de l'air d'infiltration étaient généralement de 30 % plus élevés pendant les périodes d'utilisation de la thermopompe que pendant les périodes d'utilisation de la chaudière électrique.

D'après les résultats obtenus pour la maison de l'essai, on a estimé à environ 5000 kWh la réduction de la quantité d'énergie de chauffage achetée par année. Cette réduction représente des économies d'énergie de 30 % comparativement à la consommation de la même maison sans une thermopompe à récupération de chaleur de l'air évacué.

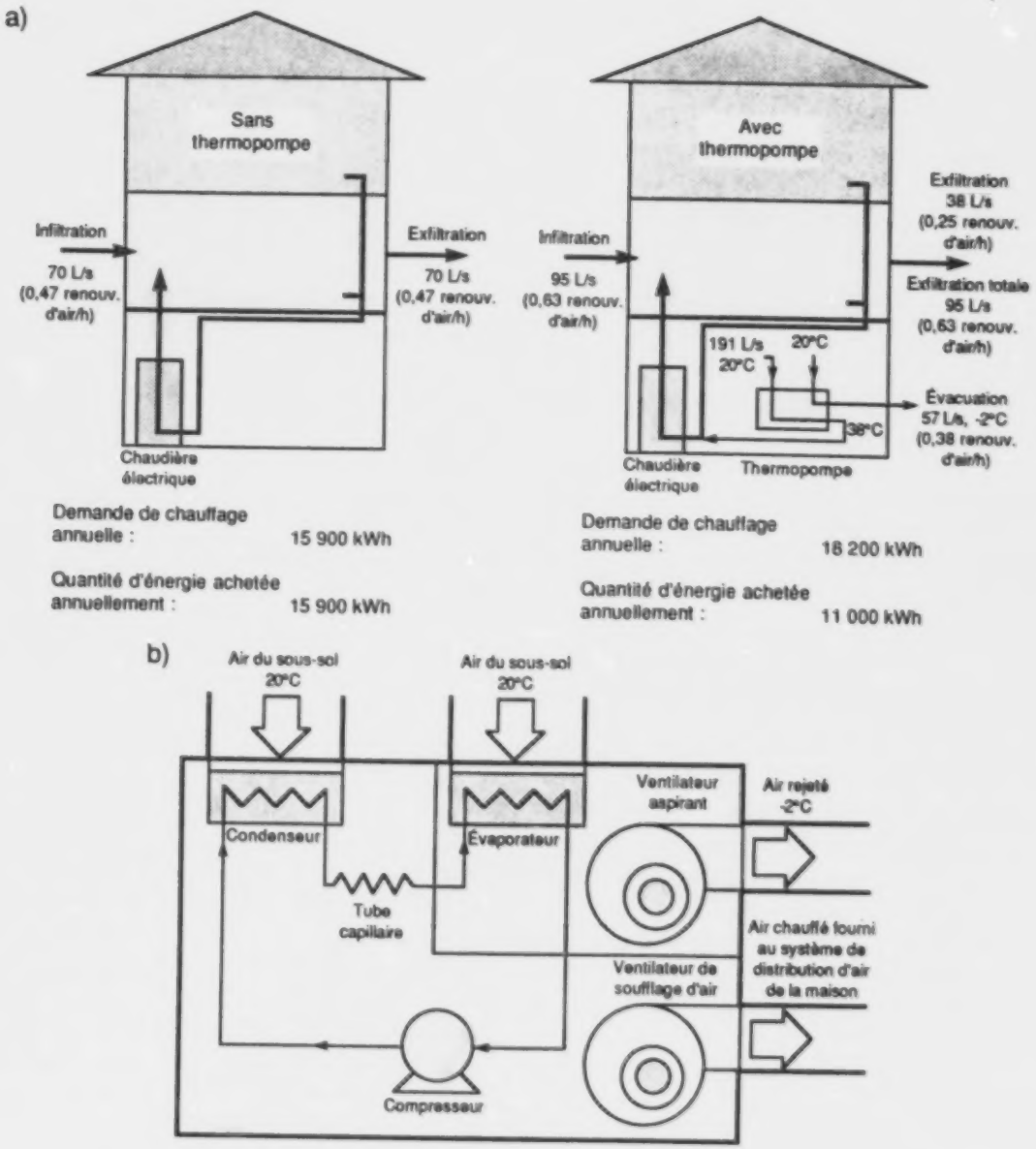

Figure 1. (a) Effets de la thermopompe à récupération de chaleur de l'air évacué sur les taux d'infiltration et la consommation d'énergie annuelle. (b) Schéma d'une thermopompe à récupération de chaleur de l'air évacué.

Le système a fonctionné sans problème. Les cycles de dégivrage se sont produits normalement et le bruit produit par l'appareil s'est bien confondu au bruit produit normalement par le système de chauffage.

Conclusions et recommandations

La thermopompe à récupération de chaleur de l'air évacué a permis de répondre efficacement à une partie appréciable de la demande d'énergie de chauffage de la maison d'essai et d'augmenter l'infiltration de base ou le taux de renouvellement d'air d'environ 30 %.

On n'a pas évalué dans ce projet les effets de la thermopompe à récupération de chaleur de l'air évacué sur le degré d'humidité relative. Étant donné que le contrôle de l'humidité serait l'un des principaux facteurs motivant l'achat d'un tel appareil, il est justifié de faire une étude de rendement dans une maison habitée.

SYSTÈME HYBRIDE À THERMOPOMPE/CHAUDIÈRE À COMBUSTIBLE FOSSIBLE

Suite aux travaux antérieurs de mise au point effectués pour le compte du Conseil national de recherches du Canada, le présent projet a été réalisé par la société Chromalox Canada Inc., et il a été achevé en octobre 1982.

Raison du projet

On peut accroître le rendement de chauffage saisonnier d'une thermopompe d'adjonction en la laissant fonctionner de façon continue au-dessous du point d'équilibre. Il n'existe actuellement sur le marché aucun appareil pouvant fonctionner de cette façon.

Un système comprenant une chaudière à combustible fossile combinée à une thermopompe, c'est-à-dire une thermopompe "hybride", pourrait fonctionner de cette façon, mais il faudrait que deux problèmes majeurs soient résolus. Le premier est le problème de corrosion de l'échangeur thermique de la chaudière. Pour que le système puisse fonctionner de façon continue au-dessous du point d'équilibre, il faut que le serpentin intérieur soit placé en amont de l'échangeur thermique de la chaudière. Cependant, avec cette configuration, il peut se produire une corrosion de l'échangeur thermique de la chaudière résultant de la formation de condensat pendant la saison de climatisation. Le deuxième problème est la différence des débits d'air requis par une chaudière et par une thermopompe.

Les objectifs de ce projet étaient de :

- concenvoir et construire plusieurs thermopompes hybrides;
- évaluer leur rendement par des essais en laboratoire et des essais sur place;
- évaluer leur marché potentiel.

Modèle

On a étudié des thermopompes hybrides de deux grosseurs différentes : une de 7 kW et une de 8,8 kW, comprenant toutes deux un serpentin intérieur placé dans la conduite de retour d'air en amont de l'échangeur thermique dela chaudière. Environ la moitié de l'air circulant dans le serpentin intérieur est déviée vers l'échangeur thermique de la chaudière. Le reste passe par une dérivation comprenant un registre fixe, placée en parallèle avec l'échangeur thermique de la chaudière. On a ajouté cette dérivation au modèle afin de compenser la différence des débits d'air requis par la chaudière et la thermopompe. L'échangeur de la chaudière, construit en acier aluminé résistant à la corrosion, était conforme à la norme voulant que le serpentin de refroidissement soit placé en amont. On a utilisé un dispositif d'allumage par étincelle plutôt qu'une veilleuse permanente. Un schéma de la thermopompe hybride est représenté ci-dessous à la figure 1.

Pour la construction des prototypes, on a utilisé des composantes offertes sur le marché. On visait la construction de modèles ayant des capacités de chauffage de 8,8 et 7 kW avec un CP de 3,0 à 8,3°C.

Évaluation du rendement

Les essais de laboratoire ont été effectués dans des chambres psychrométriques doubles conformément aux normes ASHRAE. On a déterminé les capacités de chauffage et de refroidissement de même que les rendements de chacune des thermopompes hybrides de capacités différentes. On a fait fonctionner pendant 1500 h (ce qui équivaut à six saisons de climatisation), en cycle de climatisation, l'échangeur thermique anti-corrosion de la chaudière, et les résultats n'ont montré aucun signe de corrosion interne.

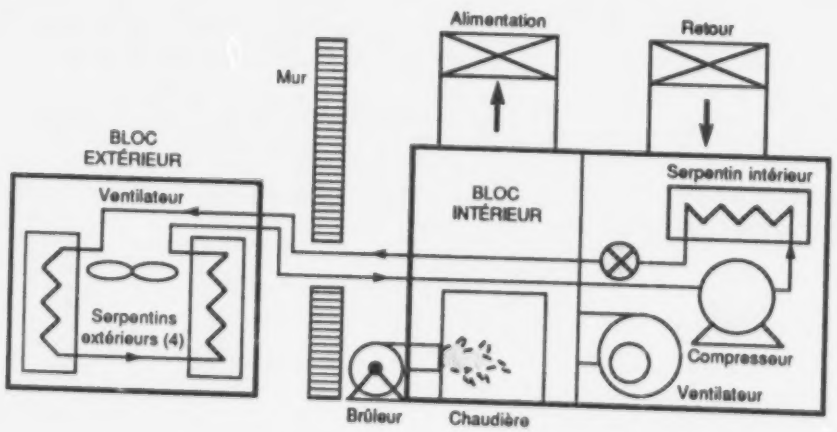

Figure 1. Thermopompe "hybride" - Le mode de chauffage simultané au-dessous du point d'équilibre est représenté.

On a effectué les essais pratiques et le contrôle dans quatre maisons de dimensions et de construction similaires, dont deux étaient munies de systèmes de chauffage "hybrides" à gaz et deux de systèmes "hybrides" à l'huile. Le contrôle du rendement sur place comprenait des mesures de la consommation d'énergie par les thermopompes, des lectures de la température indiquée par des thermocouples et des mesures du débit d'air dans les chaudières. On a aussi utilisé du gaz pour le chauffage de l'eau de service dans deux maisons munies de chaudières à gaz. On a estimé la charge de chauffage de l'eau d'après la facture pour l'été au lieu de la mesurer à l'aide d'un compteur distinct.

Plusieurs facteurs ont tendance à fausser les résultats de l'étude. On a accru le niveau d'isolation dans l'une des maisons chauffées à l'huile pendant la période d'essais pratiques, et les nouveaux occupants ont maintenu la température à un niveau plus bas et ils ont réduit le chauffage pendant la nuit. De plus, les nouvelles chaudières des systèmes hybrides installés dans les maisons d'essai étaient plus petites que les précédentes et elles avaient un rendement en régime permanent plus élevé.

Les résultats des essais en laboratoire et des essais pratiques montrent que la thermopompe hybride permet d'économiser plus de 60 % du combustible fossile utilisé par une chaudière classique. Les résultats des essais pratiques sont présentés au tableau 1.

Marché potentiel

On a trouvé que le système comprenant une chaudière à l'huile couplée à une thermopompe avait une période de récupération intéressante. Cependant, il n'est est pas ainsi dans le cas d'une chaudière à gaz couplée à une thermopompe. On a estimé que le coût installé d'un système hybride de 7 kW serait d'environ 5000 $, soit un coût d'investissement 9 % plus élevé que celui d'une chaudière neuve avec une thermopompe d'adjonction classique.

Conclusions

On a estimé que plusieurs lacunes du modèle de base ont occasionné une baisse de 10 à 12 % du rendement saisonnier des prototypes d'appareils et que des modifications additionnelles du modèle pourraient permettre un accroissement de 25 % du rendement saisonnier. Ces modifications sont notamment :

- le choix d'un compresseur de rendement élevé plus approprié;
- des serpentins adaptés au compresseur, avec des ailettes plus efficaces;
- des modifications du circuit de frigorigène et de la technique de détente du frigorigène;

Tableau 1. Résultats des essais pratiques d'une thermopompe hybride

Maison d'essai	Capacité de la thermopompe (kW)	Réduction de la consommation de combustible		Consommation d'électricité de la thermopompe (kWh)	Économies de coût de chauffage[1] ($)
		Gaz (m^3)	Huile (L)		
A	8,8	1660(62%)	-	6229	100
B	7,0	1260(63%)	-	5304	50
C	8,8	-	3020(77%)	6660	630
D	7,0	-	2070(73%)	7130	317

[1] 4,5 ¢/kWh, 23 ¢/m^3, 30,8 ¢/L

- une méthode de rechange pour la commande du dégivrage, par exemple un dégivrage commandé par la "charge du moteur extérieur";
- une circulation plus efficace de l'air sur les serpentins extérieurs;
- un ventilateur de chaudière à entraînement direct avec un moteur de haut rendement;
- un échangeur de chaleur bon marché à extraction d'huile du frigorigène.

L'évaporateur a été noyé pendant les essais parce que les serpentins extérieurs étaient placés à l'horizontale. C'est pour cette raison qu'on utilisera dans les modèles futurs un serpentin placé à la verticale. On a utilisé un système de commande du dégivrage à demande qui est sensible à la chute de pression dans le serpentin plutôt qu'à la charge du moteur extérieur, parce qu'on ne disposait pas d'un système de commande sensible à cette dernière.

On a trouvé qu'un système formé d'une chaudière à l'huile couplée à une thermopompe a une période de récupération intéressante; cependant, les volumes de production prévus à court terme au moment de l'étude étaient insuffisants pour stimuler le fabricant à mettre en oeuvre les moyens de production de ces appareils.

THERMOPOMPE DE CHAUFFAGE DES LOCAUX ET PRÉCHAUFFAGE DE L'EAU DOMESTIQUE

La société W.L. Wardrop and Associates Ltd. a effectué le contrôle de ce système expérimental entre mars 1981 et mars 1982, et elle a terminé son rapport en décembre 1982.

Raison du projet

Parmi les échangeurs de chaleur de chauffe-eau domestique, ceux qui peuvent présentement être utilisés avec des thermopompes utilisent seulement la chaleur de surchauffe du frigorigène pour préchauffer l'eau domestique et ils fonctionnent seulement lorsque la thermopompe est utilisée pour chauffer ou climater.

Dans une étude antérieure, on a mis au point un modèle qui chauffait l'eau non seulement en utilisant la chaleur de surchauffe du frigorigène, mais aussi la chaleur de condensation et la chaleur résultant du sous-refroidissement du liquide. Le chauffage de l'eau était possible aussi bien en mode de chauffage des locaux qu'en mode de climatisation, et dans un mode additionnel de "chaffage de l'eau seulement".

L'objectif de ce projet était de modifier une thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur offerte sur le marché pour le préchauffage de l'eau domestique, tel que décrit ci-dessus, et d'évaluer son rendement en conditions réelles.

Modèle

Le système évalué, représenté ci-dessous à la figure 1, était une thermopompe Lennox air-air à deux vitesses combinée à une chaudière électrique. Un condenseur refroidi à l'eau (CRE) et un échangeur thermique à sous-refroidissement de liquide (ETSRL) ont été ajoutés à la thermopompe pour chauffer l'eau. Le CRE a été fabriqué en atelier, étant donné qu'il n'existait pas d'échangeur thermique approprié au moment de l'étude. Le CRE récupérait la chaleur de surchauffe du frigorigène à l'état de vapeur et la chaleur de condensation, selon le mode de fonctionnement, tandis que l'ETSRL récupérait la chaleur du frigorigène liquide. L'eau préchauffée par ces deux échangeurs thermiques est emmagasinée dans deux réservoirs de préchauffage; on la fait circuler dans le CRE lorsque la thermopompe fonctionne, et on l'extrait au besoin à partir du chauffe-eau électrique. Le chauffage auxiliaire de l'eau était assuré, au besoin, par des dispositifs de chauffage à résistance.

Le système de commande donnait la priorité à la demande de chauffage des locaux, et l'excès de capacité de la thermopompe était utilisé pour le chauffage de l'eau. Le compresseur fonctionnait à vitesse élevée de -25 à 0°C et à basse vitesse de -10 à 25°C. Le point d'équilibre à haute vitesse était à -10°C, et le point d'équilibre à basse vitesse était à 0°C. Au-dessous du point d'équilibre à vitesse élevée, l'eau n'était pas chauffée.

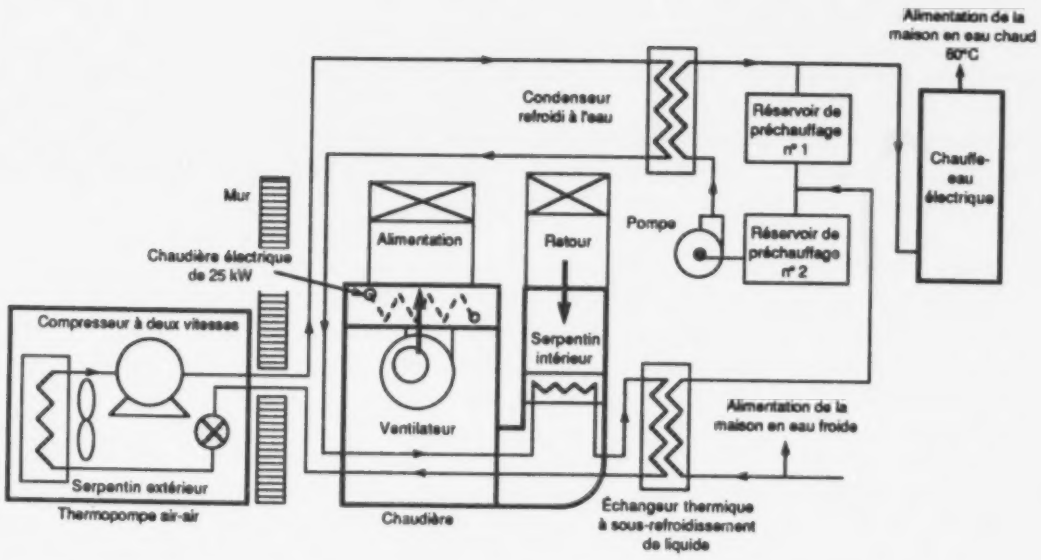

Figure 1. Système de chauffage de l'eau à thermopompe - Le mode de chauffage est représenté.

Évaluation du rendement

Le système a été installé dans une maison de Winnipeg et on en a fait un contrôle quotidien pendant une année. Le système à thermopompe a été utilisé à une vaste gamme de températures extérieures. D'après les données du rendement, on a déterminé que le système avait répondu à 52 % de la demande de chauffage de l'eau et à 48 % de la demande de chauffage des locaux pendant l'année de contrôle. Les coûts du chauffage de l'eau ont été réduits de 15 % par rapport à ceux du chauffage par résistance électrique.

Étant donné qu'il y a eu des pannes du système, que les lectures des données ont été incomplètes, et qu'en plus l'hiver, pendant la période de contrôle, a été l'un des plus froids qu'ait connu Winnipeg au cours des dernières années, les économies de chauffage de l'eau ont été beaucoup plusfaibles que prévues initialement.

Pendant l'été au cours duquel on a fait le contrôle du système, le temps a été froid pour la saison, et les possibilités de chauffer l'eau en cycle de climatisation des locaux ont été faibles. La thermopompe avait une capacité suffisante pour répondre à la demande de climatisation à basse vitesse, et le cycle de climatisation à vitesse élevée n'a par conséquent été utilisé. Bien qu'il ait peu répondu à la demande de chauffage de l'eau en cycle de climatisation des locaux, le système a donné un bon rendement aux températures extérieures allant jusqu'à 30°C.

On a dû remplacer un robinet inverseur défectueux, ce qui a occasionné l'arrêt pendant un mois du cycle de chauffage de l'eau seulement. De plus, on a dû à is occasions remplacer un clapet de retenue par lequel le frigorigène fuyait.

Conclusions

On a recommandé plusieurs améliorations du système expérimental, notamment de regrouper avec les composantes intérieures, de façon à former une section intérieure monobloc, le compresseur, la bouteille anti-coup de liquide et les commandes qui faisaient partie de la section extérieure. Cette configuration permettrait de récupérer la chaleur normalement perdue par ces éléments et de les protéger contre les conditions climatiques rigoureuses.

D'après les prévisions faites dans le rapport, d'autres économies d'énergie pourraient être réalisées si on apportait les améliorations suivantes au système :

- Le réservoir de préchauffage classique et le chauffe-eau électrique ont tous deux été le siège d'importantes pertes en attente; une meilleure isolation permettrait de réduire ces pertes. De plus, on pourrait réduire de 50 % la grosseur du chauffe-eau électrique afin de réduire davantage les pertes.

- Le remplacement de la pompe de circulation refroidie à l'air par une pompe refroidie à l'eau permettrait la récupération par le système de chauffage de l'eau de la chaleur normalement perdue par le moteur de la pompe.

- L'utilisation d'un plus petit dispositif de chauffage du carter, qui fonctionnerait seulement lorsque la thermopompe est arrêtée, permettrait de réduire considérablement la consommation d'énergie.

Avec un système auquel on aurait apporté ces améliorations, on obtiendrait des périodes de récupération de 5,9 ans et 8,4 ans pour des systèmes de chauffage de l'eau à thermopompe installés à Vancouver et à Winnipeg respectivement. Les données de rendement prévues à partir desquelles on a déterminé les périodes de récupération susmentionnées sont basées sur les données de régime permanent fournies par le fabricant et sur les données météorologiques annuelles moyennes; les estimations ne tiennent pas compte des pertes attribuables au fonctionnement par cycles et au dégivrage.

Recommandations

On a fait un certain nombre de recommandations concernant les caractéristiques à ajouter aux futurs prototypes. Le contrôle en laboratoire du

rendement du prototype en régime permanent devrait être suivi d'une installation sur place et ensuite d'un contrôle de rendement additionnel sur place. On devrait ensuite réévaluer la rentabilité de ce système de chauffage de l'eau à thermopompe préassemblé.

THERMOPOMPE À EAU DE PUITS : CAPACITÉ DE L'AQUIFÈRE ET RENDEMENT DU SYSTÈME

Le Conseil national de recherches du Canada à Ottawa a décrit cet essai pratique dans un rapport qui date de décembre 1984.

Raison du projet

La société Westinghouse a conçu et mis au point pour le compte du CNRC un proto type de thermopompe à eau de puits. Afin d'évaluer le rendement de ce système, on a choisi comme site d'essai pratique une maison de la région d'Ottawa. L'objectif de cette étude était de déterminer le rendement de chauffage du prototype de thermopompe à eau de puits.

Étude du système

La thermopompe avait une capacité nominale de 9 kW, et le système de chauffage d'appoint à résistance électrique avait une capacité de 15 kW. La thermopompe assurait le chauffage seulement, en extrayant la chaleur de l'eau de puits et en la communiquant au serpentin intérieur (condenseur), comme le montre la figure 1. La climatisation de l'air était aussi assurée, mais pas par la thermopompe. En été, l'eau de puits est déviée dans un circuit distinct dans le serpentin intérieur. L'air circulant dans le serpentin intérieur est refroidi par l'eau de puits.

La thermopompe était alimentée en eau à partir d'un puits existant de 55 m. On a foré un nouveau puits de 75 m servant à évacuer l'eau qui a circulé dans la thermopompe. Étant donné que l'eau de puits est retournée à l'aquifère, celui-ci n'est pas appauvri. Le puits de prélèvement et le puits de recharge sont représentés à la figure 2.

Au début du projet, on a fait des essais du puits existant, et on a déterminé un débit d'extraction de 0,4 L/s. Ce débit d'extraction maximum correspondait approximativement au débit minimum spécifié pour le prototype de thermopompe, de sorte que cette application d'une thermopompe à eau de puits était un cas limite. On a fait des essais de réalimentation par le puits de recharge et on a obtenu des résultats satisfaisants. On a observé une élévation du niveau d'eau dans le puits de prélèvement au moment où on a effectué les essais de réalimentation, ce qui indique qu'il existe un

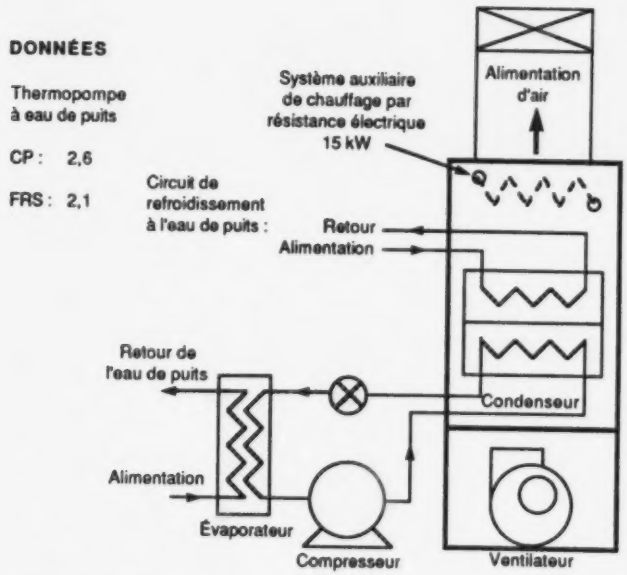

Figure 1. Thermopompe à eau de puits et climatisation de l'air au moyen de l'eau de puits.

lien horizontal à travers les 20 mètres de calcaire fracturé séparant les deux puits.

Résultats des essais

Le système à thermopompe a été installé à l'automne 1982 et on en a fait le contrôle de janvier 1983 à juin 1984. On a notamment mesuré le niveau, la température et le débit de l'eau, et la consommation d'énergie.

Le niveau d'eau dans les deux puits, lorsque la thermopompe était arrêtée, variait en fonction du niveau de la nappe, c'est-à-dire qu'il s'élevait pendant les périodes humides prolongées et s'abaissait pendant les longues périodes sèches. Le niveau statique moyen de l'eau se situait à 9 m de la surface, et parfois il s'élevait jusqu'à un maximum de 5 m et baissait jusqu'à un minimum de 12 m. Lorsqu'on a utilisé la thermopompe, à un débit de 0,33 L/s, le niveau d'eau dans le puits de prélèvement a baissé de 2 à 3 m par rapport au niveau statique et celui du puits de recharge s'est élevé de 2 à 3 m. Le niveau d'eau dans les deux puits est rapidement revenu au niveau statique normal lorsqu'on a arrêté la thermopompe. La température de l'eau pompée à partir du puits variait de 8,5°C en hiver à 10°C en été.

Le tableau 1 montre un résumé des données relatives à l'énergie achetée pour faire fonctionner le système et à la quantité d'eau et d'énergie

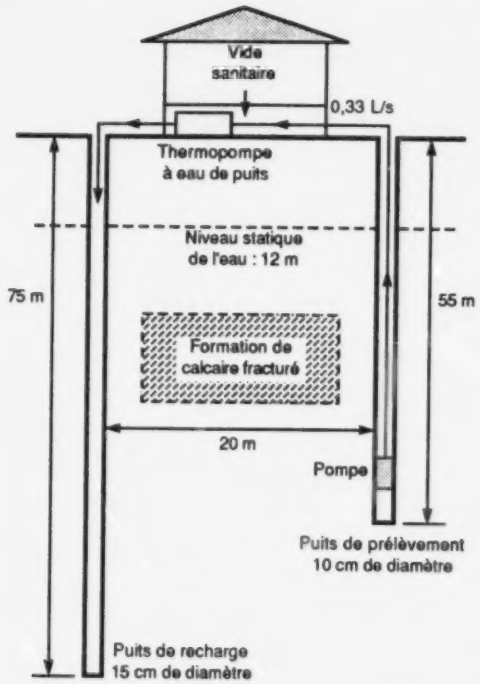

Figure 2. Thermopompe résidentielle utilisant l'eau de puits comme source de chaleur.

extraite de l'aquifère. Pour la première saison de chauffage, le facteur de rendement saisonnier, qui donne une indication du rendement du système, avait une valeur moyenne de 1,9. On n'a pas pu obtenir les données relatives au système à thermopompe pour la deuxième saison de chauffage avant la fin de janvier en raison d'une panne de pompe à eau. On a installé une nouvelle pompe et on a trouvé que son rendement de pompage était 40 % plus élevé que celui de la précédente, ce qui s'est traduit par un accroissement du facteur de rendement saisonnier qui est passé de 1,9 à 2,1.

Conclusions et recommandations

D'après les résultats des essais, la méthode actuelle de vérification des débits d'extraction est prudente. D'après les essais effectués par la méthode normale sur le puits utilisé dans l'expérience, le débit d'extraction maximum était tout juste suffisant pour les besoins de la thermopompe. Après avoir utilisé le système pendant deux hivers, on n'a observé aucun tarissement critique du puits d'extraction et aucune baisse critique de la température de l'eau. On a aussi observé une différence de rendement entre deux pompes à eau de même capacité, mais provenant de fabricants différents, et noté leur effet sur le facteur de rendement saisonnier du système.

Tableau 1. Résumé des données relatives à l'énergie achetée pour faire fonctionner le système et à la quantité d'eau et d'énergie extraites de l'aquifère.

Date	Quantité d'eau écoulée (m^3)	Énergie extraite de l'eau (kW) A	Consommation d'énergie de la thermopompe (kW) B	Consommation d'énergie de la thermopompe et du ventilateur (kW) C	Consommation d'énergie des dispositifs de chauffage à résistance (kW) D	CP		Facteurs de rendement saisonniers (kW)
						Incluant la pompe à eau $\frac{A + C}{B + C}$	Excluant la pompe à eau $\frac{A + C}{C}$	$\frac{A + C + D}{B + C + D}$
Janv. 83	684,7	2990	526	1812	299	2,05	2,65	1,93
Fév. 83	494,0	2090	393	1337	157	1,98	2,56	1,90
Mars 83	463,4	2050	367	1281	236	2,02	2,60	1,89
Avr. 83	335,8	1490	264	949	149	2,01	2,57	1,90
Mai 83	163,1	700	135	461	133	1,95	2,52	1,78
Fév. 84	419,6	2050	193	1267	177	2,27	2,62	2,13
Mars 84	496,0	2380	236	1457	219	2,27	2,63	2,12
Avr. 84	238,0	1140	113	732	151	2,22	2,56	2,03
Mai 84	169,9	850	94	540	114	2,19	2,57	2,01

Le rendement de la climatisation dépassait le cadre de l'étude et on n'en a pas traité dans le rapport. Cependant, la thermopompe permet de réaliser la climatisation en faisant circuler l'eau de puits à 10°C dans le serpentin intérieur. Bien que le rapport ne le recommande pas, il serait souhaitable d'évaluer le rendement de cette méthode de climatisation.

Mise à jour

Le prototype de thermopompe décrit dans le présent rapport a depuis été commercialisé. Le gouvernement du Canada a accordé à la société Rocton Energy Systems Limited de Nepean (Ontario) une licence de fabrication.

CONTRÔLE SUR PLACE DU RENDEMENT DE THERMOPOMPES UTILISANT L'EAU DE PUITS ET LE SOL COMME SOURCE DE CHALEUR

À l'automne 1982, on a accordé sept contrats pour le contrôle du rendement en service de six thermopompes utilisant l'eau de puits et d'une thermopompe utilisant le sol comme source de chaleur, installées dans différentes régions du Canada. Le Conseil national de recherches du Canada a résumé les études de sept experts-conseils dans le présent rapport qui date d'avril 1985.

Raison du projet

La popularité des thermopompes utilisant l'eau et le sol comme source de chaleur s'est accrue en 1982, ce qui a incité le Conseil national de recherches à évaluer le rendement et la fiabilité de quelques-unes des premières installations.

L'objectif de l'étude était de déterminer le facteur de rendement saisonnier ou le coefficient de performance annuel de thermopompes puisant l'énergie dans l'eau de puits ou dans le sol par le biais d'un échangeur de chaleur enterré.

Programme de contrôl

Les sept installations sont décrites au tableau 1. À Winnipeg, on a dû faire face à un certain nombre de problèmes, et on a mis fin au contrôle avant d'avoir obtenu les données.

Sur place, on a mesuré les grandeurs suivantes :

- débit de l'eau de puits ou de la saumure (dans le système puisant l'énergie dans le sol installé à Nobleton (Ontario));

- transfert de chaleur entre l'évaporateur et le circuit d'eau ou de saumure;

- consommation d'énergie électrique par le compresseur, le ventilateur intérieur, la pompe de puits immersible ou la pompe de circulation (dans le système puisant l'énergie dans le sol).

À l'aide de compteurs d'énergie, on a mesuré la quantité d'énergie extraite de l'eau/saumure par les sytèmes à thermopompes; on a simultanément mesuré les températures de l'eau d'alimentation et de retour de même que le débit de l'eau/saumure afin de calculer le taux de transfert d'énergie et on a intégré par rapport au temps la quantité obtenue afin de déterminer la quantité totale d'énergie extraite. La consommation d'énergie électrique des systèmes à thermopompes a été enregistrée par des compteurs de kilowatts-heures.

Les quantités mesurées ont été enregistrées à chaque semaine et des résumés de rendement saisonnier ont été présentés au Conseil national de recherches.

Résultats du contrôle

On a défini le facteur de rendement saisonnier (FRS) comme le rapport de la quantité totale d'énergie de chauffage fournie (Q_{hp}) à la consommation totale d'énergie électrique du système à thermopompe (P_{hp}) pendant la saison de chauffage complète.

La quantité totale d'énergie de chauffage fournie était la somme de l'énergie électrique consommée par le compresseur (P_c), de l'énergie électrique consommée par le ventilateur intérieur (P_b), de l'énergie électrique consommée par le dispositif de chauffage à résistance électrique (P_a) et de la quantité totale de chaleur extraite de l'eau de puits ou de la saumure (Q_e).

La consommation totale d'énergie électrique était la somme de l'énergie consommée par le compresseur, le ventilateur intérieur, les dispositifs de chauffage par résistance et la pompe de puits immersible (P_p).

Le tableau 2 donne un résumé des mesures du rendement des six installations pendant la période de contrôle.

Interprétation des résultats

Les résultats des essais ont montré que les FRS mesurés des systèmes étaient beaucoup faibles (généralement de 30 à 40 %) que le coefficient de

Tableau 1. Caractéristiques des installations

Endroit	Pertes de chaleur de la maison kW (ΔT°C)	Thermopompe		Puits d'alimentation			Méthode d'évacuation de l'eau	Chauffage de l'eau domestique	CP spécifié par le fabricant
		Type de système	Capacité nominale (kW)	Profondeur (m)	Débit (L/s)	Temp. de l'eau (°C)			
Black Point (Nouvelle-Écosse)	12 (42)	Réversible source = eau	17,6	55	0,7	9,5	Puits de recharge	En partie	3,9
Frédéricton (Nouveau-Brunswick)	10 (44)	Non réversible source = eau	14,6	38	0,5	7,5	Cours d'eau	Oui	3,2
Ste-Marthe (Québec)	12 (50)	Réversible source = eau	12	27	0,6	9	Ruisseau	Non	3,5
Nobelton (Ontario)	19 (39)	Non réversible source = eau	14	S/O	S/O	S/O	S/O	Oui	2,8
Leamington (Ontario)	17 (37)	Réversible source = eau	20	15	1,0	12	Puits de recharge	Non	3,3
Langley (C.-B.)	20 (40)	Réversible source = eau	13,5	10	0,75	12	Puits de recharge	Non	3,1
Winnipeg (Manitoba)	17 (53)	Réversible source = eau	14,6	36	0,75	5,5	Puits de recharge	Non	3,8

Tableau 2. Résultats du contrôle de la consommation d'énergie

Endroit	Période de contrôle	Consommation du compresseur (kWh) P_c	Consommation du ventilateur intérieur (kWh) P_b	Consommation de la pompe à eau/ saumure (kWh) P_p	Chauffage auxiliaire (kWh) P_a	Quantité totale d'énergie achetée pour faire fonctionner la thermo-pompe (kWh) $P_{hp} = P_c+P_b+P_p+P_a$	Énergie récupérée de l'eau/ saumure (kWh) Q_e	Énergie de chauffage fournie par la TP à la maison (kWh) $Q_{hp} = P_c+P_b+P_a Q_e$	FRS $\frac{Q_{hp}}{P_{hp}}$	CP spécifié par le fabr.
Black Point (Nouvelle-Écosse)	83/02/02-84/01/25	10917	1770	2354	-	15041	16347	29034	1,9	3,9
Frédéricton (N.-B.)	82/09/13-83/05/31	5514	537	1786	-	7837	12295	18346	2,3	3,2
Ste-Marthe (Québec)	82/11/01-83/10/19	4636	695	1273	-	6604	10679	16010	2,4	3,5
Nobelton (Ontario)	82/11/16-83/12/17	14114	1108	1874	493	17589	18833	36422	2,1[1]	2,8
Leamington (Ontario)	82/11/08-83/11/27	12510	4120	2200	-	18830	25779	42409	2,3	3,3
Langley (C.-B.)	83/02/24-84/02/23	5480	1077	814	-	7371	4786	11343	1,5	3,1

[1]Dans le calcul du FRS, on tient compte de la consommation de la consommation de la pompe de circulation dans la chaleur fournie, étant donné que la pompe était placée à l'intérieur de la maison.

performance spécifié par les fabricants des thermopompes. Étant donné qu'aucune énergie de chauffage auxiliaire n'était requise par cinq des systèmes contrôlés (la seule différence, par définition, entre le FRS et le CP), on a considéré que la grande différence était due à l'un des facteurs suivants ou aux deux :

- l'énergie de pompage, qui représentait de 13 à 32 % de la consommation totale d'énergie électrique, n'était pas incluse dans le CP spécifié par le fabricant;

- les facteurs d'utilisation ou pourcentages d'heures d'utilisation des thermopompes étaient faibles, ce qui a occasionné un nombre considérable de cycles de mise en marche et d'arrêt et un accroissement de la consommation d'énergie en raison du faible rendement en charge partielle. Les CP spécifiés par les fabricants, d'autre part, caractérisent l'utilisation du système en régime permanent.

Conclusions

Six des systèmes à thermopompe ont fonctionné de façon satisfaisante et avaient des FRS compris entre 1,5 et 2,4. Ces valeurs sont cependant beaucoup plus faibles que les rendements spécifiés par les fabricants.

On pourrait accroître les FRS des systèmes à eau de puits en réduisant la consommation d'énergie requise pour le pompage de l'eau.

FIABILITÉ DES THERMOPOMPES D'ADJONCTION

Le Conseil national de recherches du Canada a diffusé ces résultats en février 1985, basés sur les données recueillies pendant une période de contrôle de deux ans (1981-1983).

Raison du projet

Avec l'application des subventions offertes dans le cadre du Programme canadien de remplacement du pétrole, les thermopompes d'adjonction sont devenues une option plus intéressante de conversion à des substituts du pétrole, ce qui s'est traduit par des ventes accrues de thermopompes dans de nombreuses régions du Canada. Des thermopompes d'adjonction utilisant l'air comme source de chaleur ont été installées dans un certain nombre de maisons habitées d'Orléans (Ontario). On a entrepris un programme de contrôle sur place afin d'évaluer le rendement de ces thermopompes.

Le présent rapport décrit un aspect de cette évaluation du rendement, soit les problèmes observés reliés à l'installation et la fiabilité du matériel des thermopompes d'adjonction contrôlées.

Contrôle

Au cours de l'hiver 1981-82, on a contrôlé dix-sept thermopompes ajoutées à des chaudières à gaz à tirage naturel. L'année suivante, un des systèmes a été exclu de l'étude tandis que de nouveaux systèmes installés dans six maisons y ont été ajoutés.

Avant la période de contrôle, des données pertinentes à chaque système ont été recueillies, notamment : débit d'air à l'intérieur du système, rendement de la chaudière en régime permanent, réglages, détails de construction et facteurs d'occupation des maisons.

Chaque semaine, on effectuait deux visites à chaque installation afin d'enregistrer la consommation d'énergie mesurée par un compteur auxiliaire et d'observer et décrire le fonctionnement du système dans différentes conditions météorologiques.

Problèmes reliés À l'installation et fiabilité

Les éléments qui ont été défectueux pendant la période de deux ans étaient notamment :

- 3 compresseurs (dans une même installation)
- un moteur de ventilateur extérieur
- un tableau de commande à semiconducteurs
- deux soupapes de gaz de chaudière
- une pale de ventilateur extérieur.

Les problèmes nécessitant des mesures correctives ont été classés comme suit (fréquence du problème entre parenthèses) :

- problèmes liés à l'installation (3)
  (emplacement de l'unité extérieure, câblage de commande, etc.)
- problèmes liés à la conception (13)
  (défaillance de composante, câblage d'origine, intempéries, etc.)

- problèmes liés aux connaissances du propriétaire (5)

- problèmes de chaudière (1)

Les remplacements répétés du compresseur dans une installation ont été attribués à la défectuosité des compresseurs de remplacement. Aucun problème ne s'est posé au cours de l'hiver 1982-83.

La panne du moteur de ventilateur de l'unité extérieure et la fissuration d'une pale s'expliquent du fait que l'unité extérieure, dont la sortie du ventilateur se fait à ciel couvert, était placée sous une gouttière. L'accumulation de glace durant certaines périodes a fini par causer ces problèmes.

Dans la catégorie des problèmes attribuables aux connaissances du propriétaire, le problème qui revient le plus souvent est que le propriétaire se plaint des basses températures de l'air sortant des grilles d'alimentation. Ce problème est attribuable aux grands volumes d'air d'alimentation à basse température, à des températures extérieures égales ou inférieures au point d'équilibre de la thermopompe. Les propriétaires n'avaient pas été prévenus de cette caractéristique du fonctionnement des thermopompes.

Le tableau 1 résume les mesures correctives (y compris les mesures touchant les pannes de composantes) prises pendant la période de deux ans. Au total, 22 mesures correctives ont été prises pendant cette période par les techniciens du CNRC ou du contractant chargé de l'installation, ce qui représente 0,54 mesure corrective par année-appareil de fonctionnement.

Conclusions

Les mesures correctives prises par année-appareil de fonctionnement (0,54) étaient beaucoup plus faibles que l'indiquait l'Ontario Hydro dans une étude précédente (1,33). La fiabilité de l'installation et des composantes s'était accrue de façon appréciable au cours des quelques années écoulées entre temps.

Le concepteur doit accorder plus d'attention à la configuration du bloc extérieur afin de prévenir les problèmes de fonctionnement reliés aux conditions météorologiques.

L'industrie doit expliquer aux propriétaires, en termes simples, les caractéristiques de fonctionnement des thermopompes d'adjonction afin qu'ils puissent tirer profit du système au maximum.

Tableau 1. Mesure correctives prises au cours des saisons de chauffage 1981-82 et 1982-83

Date	Maison n°	Problème	Mesure corrective	Type de problème	Mesure corrective prise par
8 oct. 1981	11	L'appareil ne fonctionne pas	Pressostat haute pression remis en circuit; alimentation coupée pendant 24 heures; appareil arrêté à pression élevée lorsque l'alimentation a été rétablie	Connaissances du propriétaire	CNRC
23 oct. 1981	19	Pale de ventilateur couverte de glace - ne peut pas tourner	Glace enlevée	Installation (endroit)	CNRC
13 nov. 1981	8	Soupape de gaz de chaudière brûlée - câblage de commande	Soupape de gaz remplacée - cavalier monté en usine entre les bornes du thermostat retiré	Installation câblage de commande)	Contractant d'installation et CNRC
3 déc. 1981	10	Câblage de commande - la chaudière semble avoir répondu à la plus grande partie de la demande de chauffage au cours de l'automne	Fil débranché - non utilisé dans une application de thermopompe d'ajonction	Installation (câblage de commande)	Contractant d'installation
10 déc. 1981	11	Les pales du ventilateur extérieur frappent la glace accumulée	Glace accumulée enlevée	Conception (relié aux conditions météorologiques)	Contractant d'installation
10 déc. 1981	17	Rejet d'air froid aux grilles	Aucune	Connaissances du propriétaire	Contractant d'installation
21 déc. 1981	7	Le compresseur ne peut pas fonctionner en raison d'une plaque à circuits imprimés défectueuse	Plaque de commande à semiconducteurs remplacée	Conception (défectuosité de composantes)	Contractant d'installation

Tableau 1 (suite)

Date	Maison n°	Problème	Mesure corrective	Type de problème	Mesure corrective prise par
21 déc. 1981	13	Grillage du compresseur (relais de démarrage défectueux)	Compresseur remplacé (installé le 29 janv. 82).	Conception (défaillance de composante)	Contractant d'installation
4 janv. 1982	8	Lampe de service allumée - câblage de commande	Système coupé par le propriétaire - contractant avisé - problème dans le câblage d'origine	Conception (câblage d'origine de commande d'interface)	Contractant d'installation
4 janv. 1982	17	Rejet d'air froid aux grilles	Le contractant a demandé au propriétaire de mettre le système en mode chauffage d'urgence - le CNRC a demandé au propriétaire de laisser la thermopompe en marche	Connaissances du propriétaire	Contractant d'installation
5 fév. 1982	1	Défaillance de soupape de robinet pilote	Remplacement de la soupape de robinet pilote	Défaillance d'une composante de la chaudière	Ottawa Gas
1er mars 1982	7	Panne de moteur de ventilateur extérieur - palier défectueux	Remplacement du moteur de ventilateur extérieur	Conception (défaillance de composante)	Contractant d'installation
15 mars 1982	13	Défectuosité d'une soupape de sûreté du compresseur de remplacement	Remplacement du compresseur	Conception (défaillance de composante)	Contractant d'installation
22 mars 1982	13	Impossibilité de mettre en marche sur le banc le compresseur de rechange	Commande d'un nouveau compresseur	Conception (défaillance de composante)	Contractant d'installation
30 mars 1982	19	Le nouveau propriétaire se plaint de la basse température de l'air rejeté aux grilles	On lui explique que les températures "basses" sont normales	Connaissances du propriétaire	CNRC

Tableau 1 (suite et fin)

Date	Maison n°	Problème	Mesure corrective	Type de problème	Mesure corrective prise par
15 nov. 1982	8	Compresseur arrêté à haute pression	Réglage du pressostat à pression élevée - cause incertaine (thermostat de plénum défecteux, remplacé plus tard)	Conception (défaillance de composante)	CNRC
19 nov. 1982	4	Pale de ventilateur extérieur fissurée	Le propriétaire met le système en mode chauffage d'urgence - commande d'une nouvelle pale	Conception (défaillance de composante)	Propriétaire
12 janv. 1983	20	Basse température de l'air rejeté aux grilles	Le propriétaire demande au contractant de couper la résistance sur la plaque à circuits afin d'empêcher le fonctionnement de la pompe audessous de -12 °C	Connaissances du propriétaire	Contractant d'installation
4 fév. 1983	15 20 25	Les grilles de refoulement des unités extérieures sont couvertes de glace suite à une averse de pluie verglaçante	Élimination de la glace	Conception (conditions météorologiques)	CNRC
14 fév. 1983	25	Le propriétaire n'est pas satisfait du rendement du système (consommation élevée de gaz)	Installation d'une commande pour permettre le fonctionnement au-dessous du point d'équilibre	Conception	CNRC et contractant d'installation

3. RÉSUMÉS DE PROJETS RÉSIDENTIELS : Mise au point de produits

THERMOPOMPE (R22) À RÉGULATION DE PRESSION

Le Conseil national de recherches du Canada a produit ce rapport de laboratoire concernant les thermopompes résidentielles, qui date de septembre 1981.

Raison du projet

Un système à thermopompe utilisable dans les conditions climatiques des régions septentrionales doit avoir une faible capacité de climatisation de l'air et une forte capacité de chauffage aux basses températures extérieures. À cette fin, l'industrie a essayé un certain nombre d'approches. Cependant, les essais se sont tous traduits par des machines encore plus complexes que les machines existantes et une nouvelle technologie comportant de nouveaux problèmes et un prix de revient de base élevé pour le consommateur. On a besoin d'une machine plus simple et plus rentable.

L'objectif de cette étude était de mettre au point un modèle de thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur utilisable dans les conditions climatiques canadiennes.

Vue d'ensemble

On a répondu à la demande de chauffage en concevant un système à thermopompe muni d'un compresseur ayant une capacité de 30 % plus élevée que la capacité requise pour la demande de climatisation. De cette façon, on a abaissé le point d'équilibre de 5 degrés Celsius et réduit le nombre d'heures de chauffage auxiliaire en hiver de 20 à 30 %. Pendant l'été, la capacité d'aspiration du compresseur est limitée par le régulateur de pression d'aspiration de façon à maintenir un fonctionnement efficace.

Étude du système

On a étudié deux systèmes modifiés : l'un pour fins de comparaison avec une thermopompe standard de 7 kW et l'autre pour fins de comparaison avec une thermopompe de 8,8 kW. Les deux systèmes comprenaient des régulateurs de pression d'aspiration et des compresseurs de plus grande capacité. Voici quelques-uns des avantages du système résultant :

- des échangeurs thermiques de plus grande capacité, étant donné que les essais de fonctionnement obligatoire maximum ne constituaient plus une restriction;

- plus faible consommation d'énergie du moteur du compresseur, étant donné la restriction des conditions de charge élevée;
- plus faibles pertes dans les conduits, en raison des plus petits volumes d'air intérieur;
- utilisation de composantes standard prêtes à assembler;
- rendement global élevé.

Le système à thermopompe à régulation de pression comportait deux inconvénients. D'abord, il se formait de la condensation sur les composantes en aval du régulateur, ce qui nécessitait l'amélioration de l'isolation et de la protection contre la corrosion. Deuxièmement, en raison de la réduction du rendement de climatisation, il y aurait un accroissement de 1 % du coût annuel de l'énergie pour les 800 heures de climatisation de l'air.

Résultats

On a comparé les thermopompes modifiées avec des systèmes classiques équivalents installés dans des maisons identiques dans deux régions : Toronto et Ottawa (Ontario). On a choisi ces régions parce qu'elles ont de conditions de régime presque égales en été. Elles présentent cependant une plus grande différence dans le nombre de degrés-jours de chauffage et les conditions de régime en hiver. On a estimé le CP des systèmes de 7kW et 8,8 kW pour Toronto et Ottawa, comme le montre le tableau 1.

Avec le système de 7 kW, on a obtenu une réduction de 32 % de la chaleur additionnelle requise à Toronto et de 25 % à Ottawa, et avec le système de 8,8 kW, on a obtenu une réduction de 46 % de la chaleur additionnelle requise à Toronto et de 35 % à Ottawa.

Conclusions

Les résultats de cette analyse confirment une approche conceptuelle, pour des thermopompes utilisées dans les conditions climatiques des régions

Tableau 1. Comparaison des CP de thermopompes standard et à régulation de pression

	Système de 7 kW		Système de 8,8 kW	
	Toronto	Ottawa	Toronto	Ottawa
Standard	2,32	2,23	2,27	2,28
À régulation de pression	2,62	2,56	2,47	2,41

DONNÉES

Capacité de chauffage :	30 % plus élevée que la capacité de climatisation
Valeur de consigne du régulateur :	-1°C
CP (7 kW) :	2,56 et 2,62
(8,8 kW) :	2,41 et 2,47
Réduction du chauffage additionnel :	25 % et 32 %

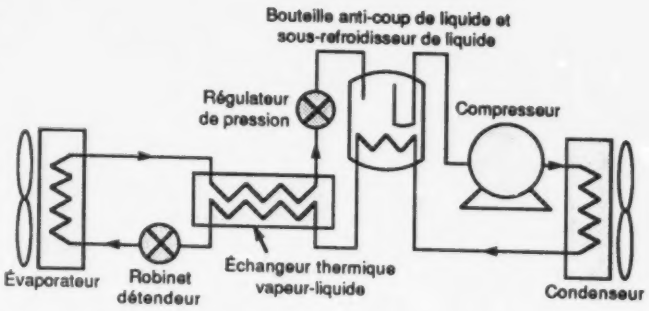

Figure 1. Thermopompe à régulateur de pression utilisable dans les conditions climatiques des régions septentrionales (pour fins de simplification, seul le mode chauffage est représenté).

Dans l'illustration ci-dessus, on a ajouté un régulateur de pression d'aspiration à un modèle de thermopompe standard. En été, le régulateur limite la pression en aval à un maximum correspondant à sa valeur de consigne. Cette régulation réduit la capacité du système. Le rendement du compresseur est ainsi maintenu dans un système qui avait une capacité de 30 % plus élevée que la demande de climatisation. En hiver, le système fonctionne à pleine capacité afin de répondre à la demande de chauffage.

Pour le reste, le fonctionnement du système à régulation de pression n'est pas modifié. En hiver, le frigorigène récupère dans l'évaporateur la chaleur de l'air extérieur, est surchauffé par l'échangeur thermique liquide-vapeur, est comprimé dans le compresseur, puis libère sa chaleur dans le condenseur à l'intérieur de la maison. En été, les fonctions de l'échangeur thermique sont inversées. La chaleur est alors absorbée dans l'échangeur thermique intérieur (ce qui permet de refroidir la maison) et elle est rejetée dans l'enviornnement par l'échangeur thermique extérieur.

septentrionales, dans laquelle il y a régulation de la pression d'aspiration du compresseur. Le régulateur simplifie le système et toutes les parties sont des dispositifs de pointe.

THERMOPOMPE (R502) À RÉGULATION DE PRESSION

Le Conseil national de recherches du Canada a préparé le rapport de laboratoire suivant concernant les thermopompes résidentielles, qui date d'octobre 1981.

Raison du projet

Les thermopompes résidentielles ont généralement été conçues en vue d'applications dans des conditions climatiques plus douces que les conditions

canadiennes. On a mis l'accent sur la capacité de climatisation de la thermopompe plutôt que sur la capacité de chauffage. Le rendement global devrait augmenter à mesure qu'on modifie la thermopompe de façon à mieux l'adapter aux conditions ambiantes.

L'objectif était de comparer le fonctionnement d'une thermopompe au R502 à régula tion de pression avec une thermopompe classique au R22, en vue d'applications dans les conditions climatiques des régions septentrionales.

Vue d'ensemble

Dans les conditions climatiques canadiennes, on a eu besoin d'un système à frigorigène/compresseur fonctionnant à des températures moyennes et basses. On a choisi le R502 parce que des frigorigènes les plus courants, il est celui ayant le plus bas point d'ébullition (-45,6°C) à la pression atmosphérique. Grâce à ce bas point d'ébullition, le système à thermopompe peut fonctionner à des pressions du frigorigène supérieures à la pression atmosphérique dans la plupart des régions septentrionales. Ces pressions plus élevées lorsque le système est utilisé à basse température permettent d'accroître le refroidissement du moteur du compresseur et de réduire les températures du gaz de refoulement étant donné qu'il y a un plus grand débit massique de gaz pour évacuer la chaleur de compression. Les taux de compression sont aussi réduits. Les inconvénients du système sont notamment que le compresseur de R502 offre peu de possibilités d'accroissement de la capacité et que son utilisation à pleine capacité dans la plage des températures élevées est limitée.

Résultats

Dans un autre rapport du CNRC (voir page 100), on a comparé une thermopompe résidentielle standard au R22 avec un modèle à régulation de pression. Ces comparaisons ont été faites pour des maisons de Toronto et Ottawa, dont les conditions en été sont similaires mais dont les conditions en hiver sont très différentes. Dans la présente étude, on a utilisé les mêmes immeubles pour prévoir le rendement de la thermopompe au R502 à régulation de pression, et on compare, dans les tableaux ci-dessous, les résultats obtenus avec une thermopompe standard au R22, une thermopompe au R22 à régulation de pression et une thermopompe au R502 à régulation de pression.

On a prévu que le rendement du système au R502 serait légèrement supérieur à celui du système au R22 à régulation de pression en mode de chauffage, tandis que l'inverse s'est produit en mode de climatisation. Le résultat net est que le système au R502 à régulation de pression a un rendement global presque identique à celui du système au R22 à régulation de pression.

Tableau 1. Rendement énergétique de la climatisation

	Système de 7 kW	Système de 8,8 kW
R22 standard	8,1	7,5
R22 rég.	7,4	7,3
R502 rég.	6,9	5,9

Tableau 2. CP saisonnier en mode chauffage

	Système de 7 kW		Système de 8,8 kW	
	Toronto	Ottawa	Toronto	Ottawa
R22 standard	1,7	1,5	1,5	1,4
R22 rég.	2,0	1,7	1,9	1,7
R502 rég.	2,0	1,8	1,9	1,8

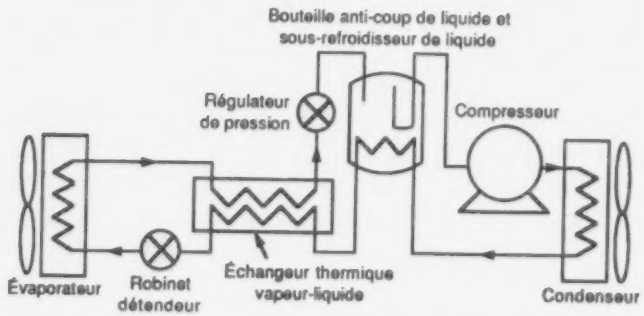

Figure 1. Thermopompe au R502 avec régulateur de pression destinée à des applications dans les conditions climatiques des régions septentrionales (pour fins de simplification, on a seulement représenté le mode chauffage).

Conclusion

Le système à thermopompe à frigorigène R502/compresseur offre certains avantages mécaniques par rapport aux thermopompes standard, dans les conditions climatiques des régions septentrionales. En raison de l'accroissement des prix, dû à la nécessité d'une plus grosse tuyauterie pour le frigorigène et aux prix plus élevés du R502, ce système n'est pas rentable. L'accroissement du rendement du compresseur permettrait de compenser cet accroissement des coûts et rendrait le système rentable.

THERMOPOMPE UTILISANT L'EAU COMME SOURCE DE CHALEUR

La société Westinghouse Canada Inc. de Hamilton (Ontario) a réalisé ce projet de recherche et développement tout au long de la période 1980-81.

Raison du projet

Les thermopompes à eau utilisent normalement la même alimentation comme source de chaleur (lorsqu'elles fonctionnent en mode chauffage) et comme source de froid (lorsqu'elles fonctionnent en mode refroidissement). Cependant, lorsqu'on a accès à de l'eau assez froide en été, l'eau peut être utilisée pour le refroidissement direct, ce qui élimine la nécessité d'effectuer la climatisation au moyen d'une thermopompe.

L'objectif de ce projet était de mettre au point et de mettre à l'essai un modèle de thermopompe à eau qui permettrait de réaliser la climatisation de l'air par refroidissement à l'eau.

Conception et mise au point d'un prototype

On a construit un certain nombre de prototypes de thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur en vue d'essais en laboratoire et d'évaluations. Les thermopompes avaient une capacité de chauffage nominale de 10,5 kW lorsqu'elles étaient alimentées en eau à 7°C. Le chauffage d'appoint était réalisé au moyen de dispositifs de chauffage par résistance électrique de 15 kW.

Les thermopompes ne pouvaient pas fonctionner en mode inversé; elles ne permettaient pas de réaliser la climatisation. Pour réaliser la climatisation en été, on faisait circuler l'eau froide dans un circuit séparé dans le serpentin intérieur. Le circuit de refroidissement avait une capacité nominale de 7 kW lorsqu'il était alimenté en eau à 7°C. Un schéma du système est représenté à la figure 1.

L'imbrication des circuits de chauffage et de refroidissement dans un même serpentin intérieur est une amélioration majeure du système qui a permis

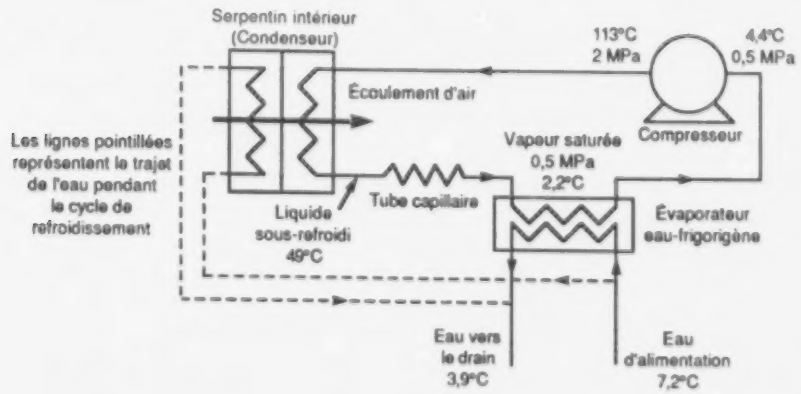

Figure 1. Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur, représentation du cycle de chauffage.

d'accroître le rendement et de réduire le volume de matériel de 20 %. On voulait que le système soit une thermopompe monobloc pouvant être installée comme appareil autonome ou ajoutée à un système de chauffage à air forcé existant.

Les dispositifs de sécurité de la thermopompe comprenaient un mécanisme de protection contre le gel de l'évaporateur eau-frigorigène, et des pressostats haute pression et basse pression destinés à protéger le compresseur. Les dispositifs de régulation du débit d'eau, qui ne sont pas représentés sur la figure 1, comprenaient un robinet commandé par la pression d'aspiration utilisé en mode de chauffage et un robinet solénoïde utilisé en mode de refroidissement.

On a effectué des essais en laboratoire sur deux prototypes en vue de perfectionner le modèle. Ces essais étaient :

- des essais préliminaires en vue d'établir le modèle de thermopompe et la charge de frigorigène;
- des essais de rendement de la thermopompe en vue d'obtenir des données pour le traçage des graphiques de rendement et de pression;
- des essais du ventilateur, du moteur et du dispositif de chauffage en vue de choisir les composantes et de vérifier la sécurité de fonctionnement; ces essais comprenaient des essais de fonctionnement dans des conditions anormales;
- des essais de charge de frigorigène en vue d'accroître le rendement de la thermopompe et éliminer les problèmes de surchauffe.

Après avoir perfectionné le modèle, on a entrepris des essais de rendement afin d'obtenir des données cohérentes pour tracer les graphiques de rendement et de pression.

On a construit quatre autres appareils destinés à servir de modèles d'essais pratiques. Ces appareils étaient des versions biblocs du prototype, dont les serpentins intérieurs à double circuit étaient montés dans des cadres de façon à pouvoir être installés dans des conduits d'air d'alimentation.

La mise au point de cette thermopompe n'a pas été terminée, en raison de la vente par Westinghouse Canada de la division de la climatisation de l'air en juillet 1981. On avait tout juste commencé les essais sur la protection contre le gel de l'évaporateur au moment de la suspension des travaux.

Évaluation du rendement

Les essais calorimétriques ont montré que la thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur pouvait être utilisée en mode de chauffage pour une plage de température de l'eau en entrée de 4 à 27°C. La capacité de chauffage réelle des appareils était voisine de la capacité nominale, et les conditions de refoulement et d'aspiration étaient acceptables. On a toutefois remarqué qu'il pourrait être nécessaire d'utiliser un meilleur robinet automatique de débit d'eau afin d'accroître le débit à basse température de l'eau. On n'a pas pu évaluer la capacité de refroidissement direct de l'appareil en raison de l'interruption soudaine de l'étude.

Conclusions et recommandations

L'évaporateur deviendra rapidement gelé si l'eau cesse de circuler trop rapidement après le déclenchement du dispositif de protection contre le gel. On devrait envisager la possibilité d'utiliser un circuit de dérivation du frigorigène chaud pour chauffer l'évaporateur après le déclenchement du dispositif de protection contre le gel.

On a recommandé de poursuivre les travaux de mise au point et les essais en vue d'évaluer le fonctionnement de la thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur lorsque la température de l'eau en entrée est inférieure à 7°C. De plus, on devrait effectuer des essais en vue d'évaluer le fonctionnement de l'appareil en mode de climatisation.

Mise à jour

Un projet de démonstration a ultérieurement été entrepris (page 151).

THERMOPOMPE DE TYPE TERMINAL PRÉASSEMBLÉ

La Chromalox Research and Development de Mississauga (Ontario) a commencé la mise au point d'un modèle de thermopompe de type terminal préassemblé en septembre 1982 et elle a terminé le projet avec succès en juin 1983.

Raison du projet

On prévoyait que les installations annuelles de thermopompes doubleraient entre 1981 et 1984, principalement en raison des ventes de thermopompes d'adjonction et de thermopompes entièrement électriques. Ces thermopompes peuvent être utilisées dans des maisons munies d'un système de chauffage central à air forcé. Cependant, environ 15 % des maisons canadiennes ne sont pas munies d'un système central à air forcé (par exemple les maisons

munies de plinthes chauffantes électriques ou à eau chaude); dans ces maisons, on peut utiliser des thermopompes de type terminal préassemblé. Le marché des terminaux préassemblés englobe aussi les installations commerciales, par exemple les immeubles en copropriété, les hôtels et les motels.

Les objectifs de l'étude étaient les suivants:

- concevoir et fabriquer plusieurs prototypes de terminaux préassemblés; et
- évaluer le rendement de ces appareils, avec et sans échangeur thermique perfectionné.

Modèle

On a mis au point des thermopompes ayant des capacités de 2,0, 2,6, 3,5 et 4,4 kW, en utilisant pour chaque modèle des échangeurs thermiques non traités et des échangeurs traités. Le traitement des échangeurs thermiques consistait à élargir les tubes à l'aide d'un dudgeon "à balles", ce dernier produisant des rainures sur les faces internes des tubes. Ce traitement augmentait la surface de transfert de chaleur et par conséquent la capacité de la thermopompe.

Les concepteurs se proposaient de n'utiliser que des composantes offertes sur le marché. La maximisation du contenu canadien, la qualité de

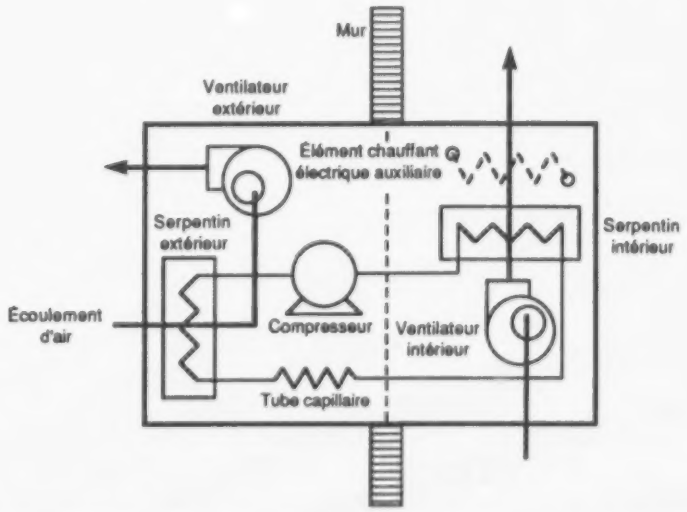

Figure 1. Thermopompe air-air de type terminal préassemblé (encastré dans le mur).

construction, la facilité d'entretien et les aspects esthétiques (faibles niveaux de bruit en particulier) ont tous été pris en considération. Le produit a été mis au point conformément aux spécifications de l'ACNOR.

L'un des objectifs de l'étude était d'obtenir des CP élevés en mode de chauffage. On a utilisé des méthodes de conception assistée par ordinateur pour équilibrer les composantes du côté frigorigène et du côté air de l'appareil. Le compresseur choisi était celui ayant le rendement le plus élevé parmi les compresseurs offerts sur le marché. Afin de maintenir la consommation d'énergie au minimum, on a choisi des échangeurs thermiques ayant de grandes surfaces frontales et de faibles vitesses frontales de circulation de l'air. On a choisi un ventilateur centrifuge et des moteurs silencieux et de rendement élevé.

On voulait aussi faire en sorte que l'évacuation du condensat se fasse sans causer de dommages à la maison et sans nécessiter un drainage vers un site central. On a par conséquent opté pour une méthode dans laquelle le condensat est évacué au moyen d'un ventilateur extérieur.

Le chauffage auxiliaire et d'urgence est assuré par des éléments électriques de 1 à 5 kW, selon la capacité de la thermopompe. Le circuit de chauffage auxiliaire est modulé par le régulateur électronique de la thermopompe tandis que la mise en marche et l'arrêt du circuit de "chauffage d'urgence" sont commandés par le thermostat d'ambiance.

La thermopompe s'arrête automatiquement lorsque la température ambiante devient inférieure à 3°C de façon à prévenir les problèmes de gel.

Évaluation du rendement

Les essais des terminaux préassemblés ont été effectués conformément aux critères de l'Air-Conditioning and Refrigeration Institute (ARI), au moyen d'un calorimètre psychrométrique maison. Pendant les essais, on a apporté aux prototypes les modifications requises afin d'"affiner" le modèle théorique et d'obtenir le meilleur rendement possible. Par exemple, on a modifié les ventilateurs centrifuges, c.-à-d. qu'on a utilisé des poulies de grosseurs différentes afin d'obtenir le débit d'air voulu sur les serpentins des échangeurs thermiques.

Les essais ont permis d'obtenir des données sur les capacités de chauffage et de climatisation, de même que sur les CP du cycle de chauffage et le rendement énergétique du cycle de climatisation. Les résultats de l'évaluation du rendement sont présentés au tableau 1, et ils montrent un accroissement de la capacité de chaque appareil avec et sans échangeurs thermiques traités.

Tableau 1. Résultats des essais en laboratoire d'une thermopompe air-air de type terminal préassemblé.

Capacité nominale de la thermopompe (kW)	Échangeurs thermiques non traités				Échangeurs thermiques traités				Accroissement de la capacité de chauffage/ climatisation (%)
	Capacité de chauffage (kW)	Capacité de climatisation (kW)	CP du cycle de chauffage	Rendement énergétique du cycle de climatisation	Capacité de chauffage (kW)	Capacité de climatisation (kW)	CP du cycle de chauffage	Rendement énergétique du cycle de climatisation	
2,0	2,31	2,20	2,10	6,4	-	-	-	-	-
2,6	2,72	2,75	2,37	7,2	2,80	2,87	2,33	7,8	3/4
3,5	3,45	3,44	2,46	7,6	3,53	3,55	2,72	8,4	3/3
4,4	4,60	4,80	2,79	8,1	4,66	4,41	2,78	8,0	1/0

Conclusions

On n'a pas pu évaluer l'efficacité de la méthode visant à prévenir les effets nuisibles de la neige sur le fonctionnement de l'appareil étant donné qu'on ne pouvait pas reproduire les conditions de la neige dans les chambres psychrométriques.

Le projet a permis de réaliser une thermopompe de grande qualité, silencieuse, de rendement élevé et de longue durée de vie espérée.

Mise à jour

Les appareils ont été commercialisés, et la production a commencé en décembre 1984.

CONCEPTION ASSISTÉE PAR ORDINATEUR D'UNE THERMOPOMPE À COMPRESSION DE VAPEUR

Le Conseil national de recherches du Canada a préparé cet outil de conception assistée par ordinateur, qui date de septembre 1985.

Raison du projet

On utilise avec succès depuis de nombreuses années une méthode de conception graphique pour estimer le rendement de divers systèmes à cycle de compression de vapeur (Rankine inversé), par exemple des thermopompes et des climatiseurs. La méthode consiste à produire des courbes de rendement du compresseur et de l'échangeur thermique en se basant sur les données du fabricant. Lorsqu'on effectue le travail à la main, il faut au moins 16 heures pour les calculs et le traçage des courbes. Grâce aux ordinateurs de table et aux traceurs de courbes, il est maintenant possible de produire beaucoup plus rapidement les graphiques utilisés pour évaluer les modèles de systèmes.

Les objectifs de ce travail étaient les suivants :

- décrire la méthode de conception graphique;
- préparer un logiciel pour la méthode de conception.

Méthode de conception

La méthode est de nature essentiellement graphique et elle peut être appliquée à la main ou à l'aide d'un petit ordinateur de table et d'un traceur

de courbes. Depuis sa mise au point à la fin des années 1950, on l'a utilisée pour l'étude de plus de 20 systèmes qui ont été mis en production avec succès. À l'aide de cette méthode, on peut étudier les climatiseurs, les thermopompes et les appareils de réfrigération.

Le rendement en régime permanent d'un cycle à compression de vapeur résulte essentiellement de l'interaction entre l'évaporateur, le compresseur et le condenseur. D'autres éléments physiques, par exemple les conduits de raccordement, le robinet détendeur et l'échangeur thermique vapeur-liquide jouent aussi un rôle, mais leur importance est habituellement faible en comparaison du rôle joué par les trois éléments principaux susmentionnés d'un système à cycle de compression de vapeur. La méthode facilite le dimensionnement de ces trois composantes principales et permet d'obtenir une estimation initiale du rendement du système.

On peut utiliser une thermopompe air-air pour illustrer la méthode. Il faut choisir les paramètres d'écoulement d'air pour le serpentin du condenseur. On applique habituellement les méthodes empiriques de l'industrie, par exemple 50 L/s par kW et une vitesse frontale de 2,3 m/s. À partir de ces paramètres et des données du fabricant, on trace des courbes de température constante pour une plage de températures discrètes du thermomètre sec de l'air en entrée (voir figure 1a).

Le condenseur doit rejeter une quantité de chaleur correspondant à la somme de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur et de l'énergie consommée par le compresseur moins les pertes. On sait par expérience que les pertes peuvent être estimées de façon assez juste en considérant un facteur de cinq pour cent de la capacité du compresseur. Par conséquent, la capacité du condenseur (Q_{cond}) est égale à 95 % de la capacité de l'évaporateur (Q_{evap}) plus la consommation d'énergie du compresseur (P_{comp}) :

$$Q_{cond} = 0,95\ Q_{evap} + P_{comp}$$

Étant donné que le fabricant donne la capacité du compresseur (c.-à-d. la capacité de l'évaporateur) et la consommation d'énergie en fonction de la température de l'évaporateur (T_{evap}) et de la température du condenseur (T_{cond}), on peut tracer des courbes des températures discrètes constantes de l'évaporateur en fonction de la capacité du condenseur et de la température du condenseur. Ces courbes sont représentées à la figure 1a, où elles sont superposées aux courbes de température de l'air en entrée.

On produit un deuxième graphique représentant la capacité de l'évaporateur (c.-à-d. 95 % de la capacité du compresseur) en fonction de la température du condenseur, à partir des données du fabricant relatives au compresseur (voir figure 1b).

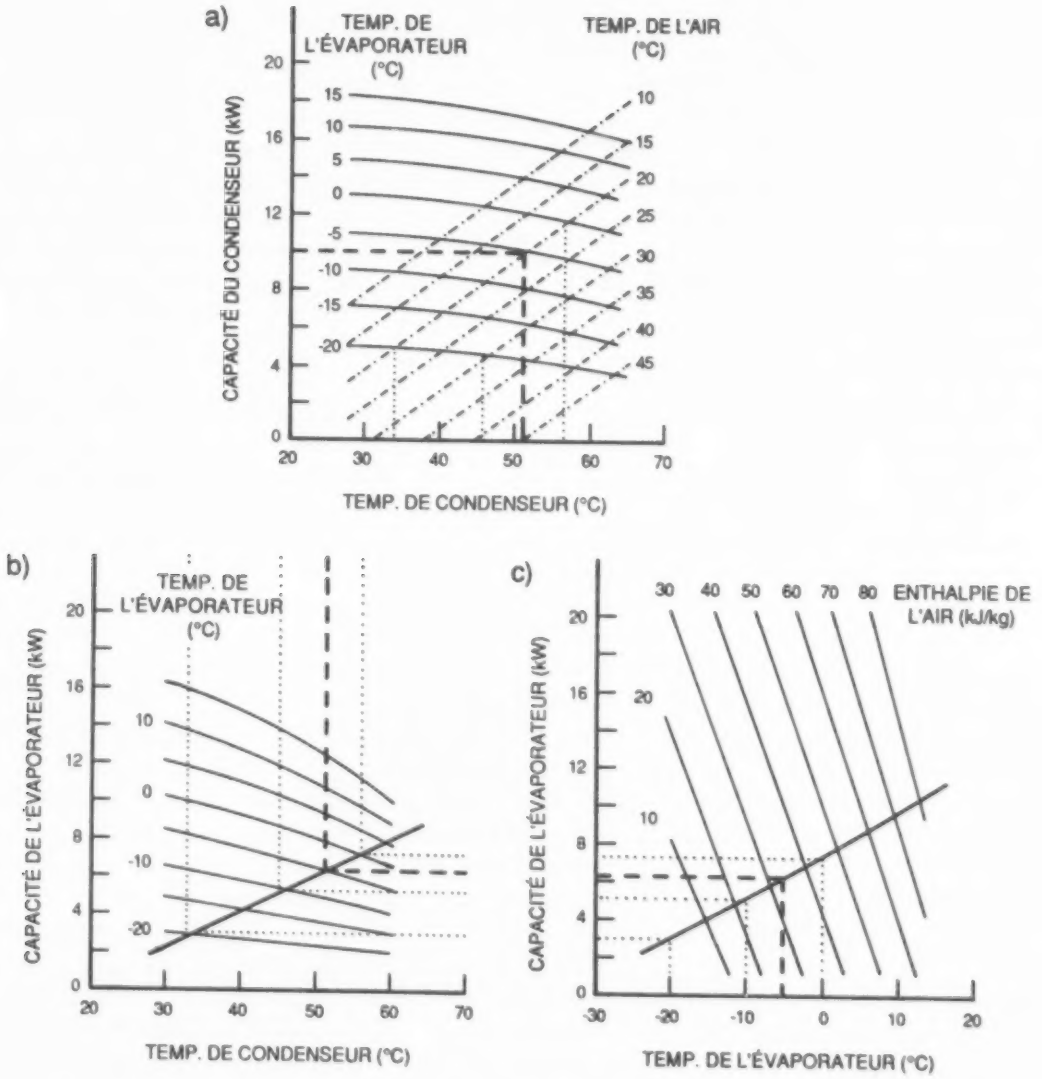

Figure 1. Exemple d'utilisation de la méthode de conception d'un système à cycle de compression de vapeur.

Pour un évaporateur donné, on estime le débit et la vitesse frontale de l'air. À partir des données du fabricant, on trace des courbes (voir figure 1c) pour une gamme d'enthalpies discrètes de l'air d'entrée en fonction de la capacité de l'évaporateur (Q_{evap}) et de la température de l'évaporateur (T_{evap}).

Pour une température du thermomètre sec de l'air d'entrée du condenseur de 20°C, par exemple, la figure la montre que pour chaque température de

l'évaporateur, il y a une seule capacité du condenseur et une seule température du condenseur. Par exemple, pour une température de l'évaporateur de -5°C, la capacité du condenseur est de 10 kW et la température du condenseur est de 52°C. Pour chaque température de l'évaporateur (définie par la température de l'air d'entrée de 20°C), on fait une projection verticale vers le bas jusqu'au point d'intersection avec la courbe correspondante de température de l'évaporateur de la figure 1b. En reliant les différents points d'intersection déterminés de cette façon, on obtient une courbe qui représente la capacité de l'évaporateur en fonction de la température du condenseur. Dans l'exemple susmentionné, la capacité de l'évaporateur est de 6,3 kW.

Pour déterminer le point de fonctionnement, on fait une projection horizontale de chacun des points d'intersection susmentionnés de la figure 1b dans la figure 1c jusqu'à leur intersection avec la verticale passant par la valeur correspondante de la température de l'évaporateur en abscisse. En reliant les nouveaux points d'intersection ainsi déterminés, on obtient une courbe qui représente le fonctionnement de l'évaporateur en fonction des paramètres du compresseur et du condenseur spécifiés par le fabricant et de la température de l'air d'entrée du condenseur. L'intersection de cette courbe avec l'enthalpie de l'air entrant dans l'évaporateur (33 kJ/kg dans l'exemple donné) représente alors le point de fonctionnement de l'évaporateur et par conséquent le point de fonctionnement du système entier. La figure 1 montre les relations entre ces graphiques. Ces derniers peuvent aussi être utilisés pour tracer des courbes de capacité et de CP en fonction de la température de l'air ambiant pour un modèle particulier.

Jusqu'à présent, le principal inconvénient de cette méthode était qu'il fallait beaucoup de temps pour préparer les trois graphiques. Pour des thermopompes, il fallait presque deux fois plus de temps, car on devait préparer trois autres graphiques pour le cycle inversé. On a écrit des programmes en langage Basic utilisables sur un ordinateur Hewlett-Packard qui produisent les graphiques de la figure 1. Ces programmes sont décrits dans le rapport.

Conclusions

Cette méthode est intéressante parce qu'en plus d'être simple, elle est basée uniquement sur les données du fabricant relatives au compresseur et aux échangeurs thermiques. Par conséquent, elle ne dépend pas de l'application d'une théorie fondamentale à une situation concrète complexe ni de l'utilisation de corrélations basées sur des données qui ne décrivent pas la situation de façon adéquate. C'est cette caractéristique qui donne à la méthode sa grande crédibilité en tant qu'outil de conception.

INSTALLATION À CALORIMÈTRE PSYCHROMÉTRIQUE

Le Conseil national de recherches du Canada a commencé des travaux sur cette installation d'essai des thermopompes en mars 1981 et en a terminé la construction au début de 1985.

Raison du projet

L'installation d'essai des thermopompes a été construite pour permettre de réaliser des mesures calorimétriques précises des appareils à thermopompe et des appareils de climatisation en conditions psychrométriques contrôlées. Les chambres climatiques intérieure et extérieure permettent de reproduire une vaste gamme de conditions climatiques d'essai.

Disposition de l'installation

L'installation comprend essentiellement deux chambres calorimétriques psychrométriques placées côte à côte et permettant de reproduire la combinaison voulue de conditions d'essai environnementales intérieures et extérieures. L'ordinateur et les éléments qui lui sont reliés, l'unité d'acquisition de données et les panneaux de commande qui contiennent le matériel de commutation, les régulateurs, les unités d'affichage des instruments et le système d'acquisition de données, sont placés dans une salle de commande adjacente (non représentée). Le plan d'étage de l'installation d'essais est représenté à la figure 1.

Pour faire l'essai d'une thermopompe type, on regroupe le compresseur, le robinet détendeur, le serpentin et le ventilateur extérieurs, et toutes les autres composantes auxiliaires dans un même bloc d'essai muni d'instruments

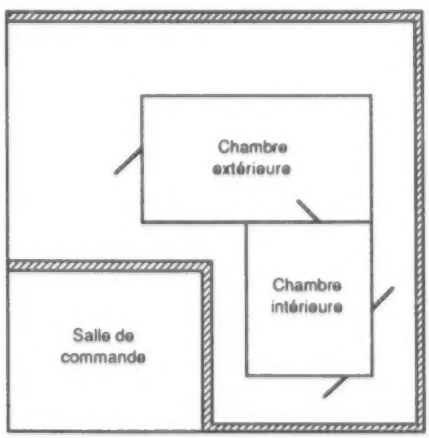

Figure 1. Plan d'étage de l'installation d'essai des thermopompes.

dans la chambre extérieure. Le serpentin intérieur est monté dans un autre conduit d'essai muni d'instruments placé dans la chambre intérieure.

Description du calorimètre

Dans chaque chambre, la circulation d'air est réalisée au moyen d'un ventilateur de soufflage fonctionnant en circuit de recirculation fermé. On effectue un préconditionnement continu de l'air en le faisant circuler dans les serpentins de refroidissement, les humidificateurs et les serpentins de réchauffage qui sont placés dans des conduits au-dessus des chambres.

L'air acheminé vers chacune des chambres est refroidi en passant au-dessus d'un serpentin de refroidissement. Une saumure R11 pompée dans le serpentin extrait la chaleur qui est plus tard rejetée par le système de réfrigération au R502. La chambre extérieure comprend un deuxième serpentin de refroidissement monté dans un conduit parallèle, de sorte qu'on peut faire la commutation d'un serpentin à l'autre s'il y a bouchage par congélation de l'un d'eux. La température de l'air à la sortie de chacun des serpentins est réglée par modulation du débit de saumure dans le serpentin.

Dans le système d'humidification orginale, on utilisait des générateurs de vapeur électroniques à électrodes pour injecter la quantité de vapeur requise dans les conduits d'air par le biais de collecteurs de distribution. Cependant, on a constaté que la variation fixe de ±10 % de la quantité de vapeur par rapport à la valeur de réglage était trop grande, et on a adopté un système plus simple comprenant une soupape de réglage reliée à une conduite de vapeur pour alimenter les distributeurs. L'injection de vapeur est déclenchée par un signal transmis à un régulateur à distance par l'un des hygromètres à point de rosée placés dans chacune des chambres.

La température du thermomètre sec requise pour l'air entrant dans les chambres est maintenue au moyen d'une batterie de dispositifs de chauffage électriques placés sur le parcours de l'air. Les dispositifs de chauffage sont montés en blocs de puissance variables, commandés à la main. Les apports d'énergie des dispositifs de chauffage variables sont modulés par des régulateurs à distance.

Les données recueillies sont traitées sur un ordinateur de table Hewlett-Packard modèle 9845C. Un programme écrit en lagange Basic HP permet à l'opérateur de déclencher le voltmètre et d'effectuer au besoin des lectures simples ou à intervalles réguliers de tous les instruments. Le programme convertit toutes les lectures de tension dans les unités appropriées de température, résistance, pression, débit, etc., et il effectue tous les calculs nécessaires. Les résultats correspondants du rendement de la

thermopompe et les paramètres requis du système sont regroupés sous forme de tableaux et sont imprimés.

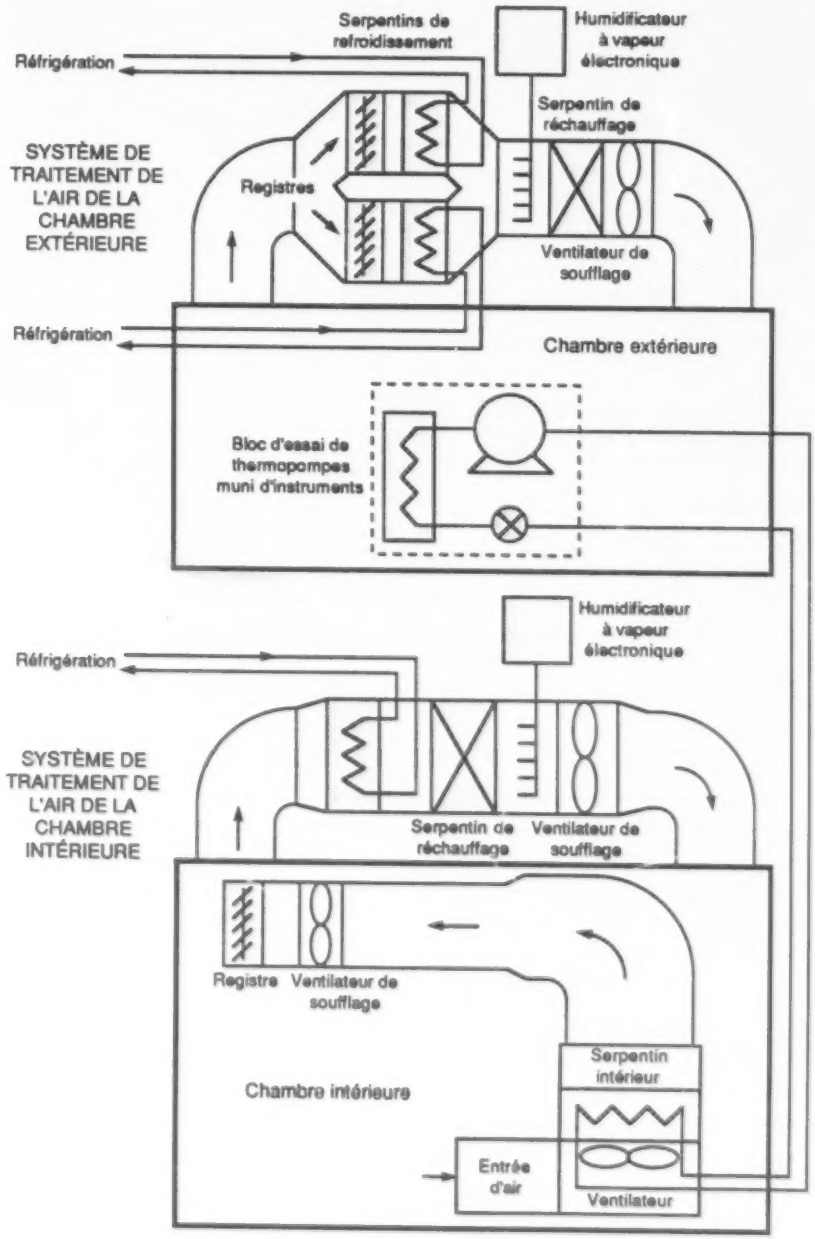

Figure 2. Conseil national de recherches du Canada - Schéma simplifié du laboratoire à basse température/plan de l'installation d'essai des thermopompes.

4. INDEX DES PROJETS

RÉSUMÉS DES PROJETS INDUSTRIELS

Études des applications

Thermopompes chimiques dans l'industrie canadienne (page 16)

"Feasibility Study for the Use of Chemical Heat Pumps in Canadian Industry". Par : Acres Consulting Services Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-3060, responsable scientifique du CNRC : W.K. Snelson, rapport publié en mars 1984. CNRC n° 25146.

Industries de distillation (page 20)

"Chemical Heat Pump Study - Phase 'A'". Par : Stone & Webster Canada Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31025-4-3016, responsable scientifique du CNRC : W.K. Snelson, rapport publié en janvier 1986. CNRC n° 26917.

Procédé de distillation - Extraction de l'eau du butanol (page 23)

"Feasibility Study for the Use of Chemical Heat Pumps in Canadian Industry". Par : Stone & Webster Canada Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-3062, responsable scientifique du CNRC : W.K. Snelson, rapport publié en mars 1984. CNRC n° 25248.

Raffinerie - Distillation du toluène (page 27)

"Chemical Heat Pump Feasibility Study". Par : Stearns Catalytic Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-3061, responsable scientifique du CNRC : W.K. Snelson, rapport publié en avril 1984. CNRC n° 25203.

Industrie des pâtes et papiers - Production de vapeur (page 31)

"Application of a Heat Pump in the Pulp and Paper Industry". Par : G.A. Robb & Assoc. Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-0026, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport publié en mars 1984. CNRC n° 25046.

Étude d'une thermopompe à génération de vapeur (page 34)

"Detailed Design and Cost Estimate for a Steam Generating Heat Pump". Par : J.H. Lock & Sons Limited, organisme de financement : Énergie, Mines

et Ressources Canada, numéro de dossier du contrat : 23218-4-0034, responsable scientifique du CNRC : J. Linton, décembre 1985 (rapport non publié).

Critique d'un modèle de thermopompe à génération de vapeur (page 37)

"Study Leading to Industrial Heat Pump Development". Par : G.A. Robb & Assoc. Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31025-4-3044, responsable scientifique du CNRC : J. Linton, rapport daté de mars 1986, non publié.

Usine de pâtes et papiers - Génération de vapeur (page 40)

"Heat Pump Application for a Newsprint Machine". Par : H.A. Simons Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-3041, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport publié en juillet 1984. CNRC n° 25331.

Industrie laitière - Chauffage de l'eau d'alimentation des chaudières (page 42)

"Application industrielle des pompes à chaleur au Canada". Par : Centre de recherche industrielle du Québec, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-2711, responsable scientifique du CNRC : F. Steward, rapport publié en mars 1982. CNRC n° 25269.

Industrie laitière - Chauffage de l'eau industrielle (page 45)

"Industrial Heat Pump Application in a Milk Plant". Par : Chalifour, Marcotte et Associés, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-1-2679, responsable scientifique du CNRC : J. Wright, rapport publié en mars 1983. CNRC n° 25266.

Séchage du papier (page 48)

"Chemical Heat Pump Study "Phase A" Study". Par : Acres Consulting Services Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31025-4-3015, responsable scientifique du CNRC : W.K. Snelson, rapport publié en mars 1985. CNRC n° 25182.

Séchage du grain (page 51)

"The Drying of Corn With an Air-to-Air Heat Pump". Par : C. Lemal (Division de génie mécanique, CNRC), numéro du rapport de laboratoire : LM-LT-008, rapport daté de juillet 1984.

Séchage du bois (page 55)

"The Drying of Lumber With an Air-to-Air Heat Pump". Par : C. Lemal (Division de génie mécanique, CNRC), numéro du rapport de laboratoire : LM-LT-004, rapport daté de mars 1984.

Séchage des toiles (page 57)

"A High Temperature Heat Pump Dehumidification System for Use in a Cloth Drying Oven". Par : Sunwell Engineering Company, organisme de financement: CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-2-2678, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport publié en juillet 1983. CNRC n° 25313.

Commercialisation du homard (page 60)

"Recovery of Heat from Salt Water in the Fish Processing Industry - Feasibility Study". Par : Interprovincial Engineering Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-2-2680, responsable scientifique du CNRC : F. Steward, rapport publié en mars 1983. CNRC n° 25195.

Traitement de la photo - Chauffage de l'eau de service (page 63)

"As Assessment of the Potential Market Penetration of Heat Pump Waste Heat Recovery in the Canadian Photofinishing Sector". Par : James F. Hickling Management Consultants Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-4-3007, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport publié en septembre 1984. CNRC n° 25011.

Restauration - Chauffage de l'eau de service (page 66)

"A Restaurant Wastewater Heat Recovery System Utilizing Heat Pump Technology - Phase A : Étude de faisabilité". Par : E.J. Faraci and Assoc., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-2-2682, responsable scientifique du CNRC : F. Steward, rapport publié en mars 1983.

Projets de démonstration

Industrie des huiles comestibles - Chauffage de l'eau d'alimentation des chaudières (page 71)

"The Monitoring of a Templifier Heat Pump". Par : F.J. Gazzoloy Monarch Fine Foods Co. Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-2714, responsable scientifique du CNRC : F. Steward, rapport publié en février 1984. CNRC n° 25259.

Industrie de la fusion - Chauffage de l'eau d'alimentation des chaudières (page 75)

"Industrial Application of Heat Pumps". Par : Brunswick Mining and Smelting Corporation Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-2711B, responsable scientifique du CNRC : F. Steward, rapport publié en mars 1985. CNRC n° 25268.

Usine à papier - Chauffage de l'eau d'alimentation des chaudières (page 78)

"Étude sur la récuperation de chaleur des eaux usées d'une usine de papier journal". Par : CIP Inc., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-1-2711A, responsable scientifique du CNRC : J. Linton, rapport publié en mars 1986. CNRC n° 27153.

Commercialisation du homard (page 82)

"Monitoring of a Heat Pump to Energy Recovery and Process Temperature Control". Par : Clearwater Lobsters Ltd. et A. Orlic & Associates Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-3072, responsable scientifique du CNRC : J. Wright, rapport publié en mars 1986. CNRC n° 27191.

Restauration - Chauffage de l'eau de service (page 86)

"A Restaurant Wastewater Heat Recovery System Utilizing Heat Pump Technology". Par : E.J. Faraci and Associates, organisme de financement: CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-3000, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport publié en juillet 1985. CNRC n° 24956.

Buanderie commerciale - Chauffage de l'eau de service (page 89)

"A Heat Pump Waste Heat Recovery System for the Dry Cleaning and Laundering Service Sector". Par : James F. Hickling Management Consultants Ltd., organisme de financement : CNRC, numéros de dossier du contrat : 31926-3-0076, 31155-2-2681, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport publié en septembre 1984. CNRC n° 24945.

Recherche d'applications

Modélisation d'un système industriel à thermopompe à compression de frigorigène (page 94)

"Simulation of an Industrial Heat Pump". Par : J.P. Bilé publié en, CNRC), rapport publié en d'avril 1985. CNRC n° 25116.

RÉSUMÉS DES PROJETS RÉSIDENTIELS

Études des applications

Chauffage des locaux au moyen de la thermopompe (page 98)

"Residential Space Heating With the Heat Pump". Par : R.L.D. Cane (Division des recherches en bâtiment, CNRC), publication B.R.N. #125, datée de janvier 1978.

Coût d'acquisition et d'utilisation d'une thermopompe (page 100)

"The Cost of Owning and Operating a Residential Heat Pump in Canada". Par : R.L.D. Cane (Division des recherches en bâtiment, CNRC), publication D.B.R. #905, datée d'avril 1980.

Rendement thermique et rentabilité de dix systèmes de chauffage des locaux (page 103)

"Analysis of Residential Space Heating Systems in Canada". Par : Spider Engineering Assoc. Inc., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-2-4413, responsable scientifique du CNRC : J.R. Sasaki, rapport publié en mars 1984.

Rendement et choix d'une thermopompe d'adjonction (page 107)

"Performance of Add-on Heat Pumps in Various Parts of Canada". Par : R.L.D. Cane (Division des recherches en bâtiment, CNRC), publication B.P.N. #24, datée d'octobre 1981.

Calcul de la consommation d'énergie d'une thermopompe (page 110)

"A Modified Bin Method for Estimating Annual Heating Energy Requirements of Air Source Heat Pumps". Par : R.L.D. Cane (Division des recherches en bâtiment, CNRC), publication D.B.R. #910, datée de septembre 1979.

Application des thermopompes dans les maisons chauffées à l'eau chaude (page 113)

"Study of Air Source Heat Pumps in Hydronically Heated Houses". Par : Ontario Research Foundation, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31945-3-00001, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport publié en mai 1984.

Thermopompes utilisant l'eau comme source de chaleur (page 117)

"Recherche et développement sur des thermopompes de gamme étendue utilisant l'eau comme source de chaleur". Par : Institut de recherche de l'Hydro-Québec, organisme de financement : CNRC, numéro du dossier du contrat : 31155-7-4427-3, responsable scientifique du CNRC : R.L.D. Cane, rapport publié en mars 1978.

Thermopompes à eau de puits (page 120)

"Applicability of Ground-Water Source Heat Pumps for Residential Application in Western Canada". Par : MLM Ground-Water Engineering, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-8-4441, responsable scientifique du CNRC : R.L.D. Cane, rapport publié en juillet 1979.

"Hydrogeologic Feasibility of Ground-Water Source Heat Pumps for Residential Applications in Ontario". Par : MLM Ground-Water Engineering, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-4416, responsable scientifique du CNRC : R.L.D. Cane, rapport publié en décembre 1981.

"Hydrogeologic Feasibility of Ground-Water Source Heat Pumps for Residential Applications in the Atlantic and Maritime Provinces". Par : MLM Ground-Water Engineering, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-4416, responsable scientifique du CNRC : R.L.D. Cane, rapport publié en mai 1981.

Chauffage urbain au moyen de l'eau de puits (page 126)

"Assessment of Ground-Water Source Heat Pumps for District Residential Heating". Par : Western Ground-Water Consultants Ltd. et E.J. Faraci and Associates, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-4414, responsable scientifique du CNRC : R.L.D. Cane, rapport publié en mars 1982.

Chauffage urbain au moyen de la chaleur résiduelle d'une centrale (page 130)

"A Novel District Heating Scheme Employing Heat Pumps". Par : MacLaren Engineers Planners & Scientists Inc., organisme de financement : CRNC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-4413, responsable scientifique du CNRC : D.G. Stephenson, rapport publié en novembre 1981.

Chauffage urbain au moyen de la chaleur résiduelle industrielle (page 134)

"Étude de l'incorporation de pompes à chaleur à un système de chauffage de quartier du village de St-Méthode". Par : Boulianne, Dauphinais, Desgagné, Tremblay et Associés Inc., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31926-3-0080, responsable scientifique du CNRC : R.W. Wylie, rapport publié en avril 1984. CNRC n° 25349.

Projets de démonstration

Rendement d'une thermopompe utilisant l'air comme source de chaleur (page 138)

"Field Performance of an Air Source Heat Pump in the HUDAC Mark XI Energy Research Project". Par : R.L.D. Cane (Division des recherches en bâtiment, CNRC), publication B.R.N. #174, datée de mars 1981.

Thermopompe à récupération de la chaleur de l'air évacué (page 141)

"Field Test on an Exhaust Air Heat Recovery Heat Pump". Par : R.D. Chauhan (Division des recherches en bâtiment, CNRC), publication B.R.N. #226, datée de février 1985.

Système hybride à thermopompe/chaudière à combustible fossile (page 145)

"Prototype Development and Testing of Hybrid Heat Pumps". Par : Chromalox Canada Ltd., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-9-4414, responsable scientifique du CNRC : R.L.D. Cane, rapport publié en octobre 1982.

Thermopompe de chauffage des locaux et préchauffage de l'eau domestique (page 148)

"Development of Heat Pumps for Space and Domestic Water Heating". Par : W.L. Wardrop & Assoc., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-8-4443, responsable scientifique du CNRC : R.L.D. Cane, rapport publié en décembre 1982.

Thermopompe à eau de puits : capacité de l'aquifère et rendement du système (page 152)

"Field Test of an Aquifer Supplying a Water Source Heat Pump". Par : P.F. Hearty (Division de génie mécanique, CNRC), rapport daté de décembre 1984.

Contrôle sur place du rendement de thermopompes utilisant l'eau de puits et le sol comme source de chaleur (page 156)

"Field Assessment of Residential Water Source and Ground Source Heat Pumps Across Canada". Par : R.B. Chauhan (Division des recherches en bâtiment, CRNC), publication B.R.N. #228, datée d'avril 1985.

Fiabilité des thermopompes d'adjonction (page 160)

"Installation Practice and Reliability of Add-On Heat Pumps". Par : R.B. Chauhan (Division des recherches en bâtiment, CNRC), publication B.P.N. #51, datée de février 1985.

Mise au point de produits

Thermopompe (R22) à régulation de pression (page 166)

"A Regulated Heat Pump is Compared With a Conventional Heat Pump Operating in Northern Climates". Par : C. Lemal (Division de génie mécanique, CNRC), numéro du rapport de laboratoire : LTR-LT-126, rapport non publié, daté de septembre 1981.

Thermopompe (R502) à régulation de pression (page 168)

"Operation of a Regulated Heat Pump Using Refrigerant 502 Compared With a Conventional Heat Pump Using Refrigerant 22 in Northern Climates". Par : C. Lemal (Division de génie mécanique, CNRC), numéro du rapport de laboratoire : LTR-LT-127, rapport non publié, daté d'octobre 1981.

Thermopompe utilisant l'eau comme source de chaleur (page 170)

"Development of a Water Source Heat Pump". Par : P.J. Collins, KeepRite Inc., organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-0-2654, responsable scientifique du CNRC : R. Ringer, rapport daté d'avril 1982.

Thermopompe de type terminal préassemblé (page 173)

"Research and Development of a Packaged Terminal Heat Pump". Par : Chromalox Research and Development, organisme de financement : CNRC, numéro de dossier du contrat : 31155-2-4507, responsable scientifique du CNRC : C. Lemal, rapport daté de juin 1983.

Conception assistée par ordinateur d'une thermopompe à compression de vapeur (page 177)

"A Reliable Design Aid for Vapour Compression Cycle Systems". Par : P.J. Hawken et C. Lemal (Division de génie mécanique, CNRC), numéro du rapport technique : DME-TR-LT-006, CNRC numéro 23937, septembre 1984.

Installation à calorimètre psychrométrique (page 181)

Description of NRCC Psychometric Calorimeter. Par : W.K. Snelson (Division de génie mécanique, CNRC), rapport non publié.